

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
ÁREA: MECÁNICA DE FLUIDOS
DEPARTAMENTO: INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS



PROYECTO FIN DE CARRERA
INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL,
ESPECIALIDAD MECÁNICA

ESTUDIO DE MECANISMOS
BÁSICOS DE TRANSFERENCIA
DE CALOR CON CFD FLUENT

OCTUBRE 2009

DIRECTOR DE PROYECTO: Carlos Pérez Sánchez.

AUTOR: Javier Nieto Bautista

AGRADECIMIENTOS

Este proyecto fin de carrera, y toda la carrera, no habría sido posible sin el trabajo, ánimo y apoyo de:

- Mis padres: Muchas gracias por ponérmelo tan fácil y por darme todos los medios posibles, sin vuestro esfuerzo y apoyo nunca podría haber llegado hasta aquí. Esto es tan vuestro como mío.
- Mi hermano: Por ser un ejemplo para mí y siempre estar ahí cuando se necesita.
- Mi tutor de proyecto: Carlos Pérez, gracias por motivarme para realizar este proyecto sobre simulación de fluidos, por siempre estar dispuesto a ayudar y por todo el apoyo mostrado.
- Mis profesores: Por haberme aportado mucho con vuestras lecciones académicas.
- Mis compañeros y amigos de la universidad: Gracias chicos por todos los momentos vividos y por los que espero que nos queden por vivir, esto también es vuestro.

Muchas gracia a todos, porque a vosotros os debo ser ingeniero.

Javier Nieto Bautista

INDICE

1. Primera parte→Introducción	6
1.1 Resumen	7
1.2 Introducción	8
1.3 Motivación	12
1.4 Objetivos	14
1.5 Dinámica de fluidos computacional	15
1.5.1 Método de elementos finitos	15
1.5.2 Fluent	17
1.5.3 Modelización de la difusividad efectiva	20
1.5.4 Modelización de la producción de turbulencia	22
1.5.5 Modelización de la turbulencia de disipación	23
1.5.6 Modelización de la difusión cruzada	23
1.5.7 Constantes del modelo	24
2. Segunda parte→Teoría	25
2.1 Teoría	26
2.1.1 Capas límites	28
2.1.2 Fenómenos de transferencia de calor	32
3. Tercera parte→Estudios	35
3.1 Estudios básicos propuestos	36
3.1.1 Transferencia de calor en placa plana	36
3.1.2 Transferencia de calor por impacto	37
3.1.3 Transferencia de calor por convección forzada en conductos	40
3.1.3.1 Correlaciones para la convección forzada por el interior de tuberías	41
3.1.4 Transferencia de calor por película fluida	44

4. Cuarta parte→Resultados	47
4.1 Resultados	48
4.1.1 Transferencia de calor por impacto	51
4.1.1.1 Introducción	51
4.1.1.2 Geometrías	51
4.1.1.3 Solver de Fluent	56
4.1.1.4 Presentación de resultados	59
4.1.1.4.1 Reynolds=3650, H=3,2	59
4.1.1.4.2 Reynolds=3650, H=4,2	64
4.1.1.4.3 Reynolds=8150, H=3,2	68
4.1.1.4.4 Reynolds=8150, H=4,2	71
4.1.1.5 Comparación de resultados	75
4.1.1.5.1 Reynolds=3650, H=3,2	76
4.1.1.5.2 Reynolds=3650, H=4,2	78
4.1.1.5.3 Reynolds=8150, H=3,2	79
4.1.1.5.4 Reynolds=8150, H=4,2	81
4.1.1.6 Presentación de resultados	82
4.1.1.6.1 Reynolds 25000	83
4.1.1.6.2 Reynolds 50000	84
4.1.1.6.3 Reynolds 100000	85
4.1.1.7 Comparación de resultados	87
4.1.1.8 Conclusiones	87
4.1.2 Transferencia de calor por convección forzada en conductos	88
4.1.2.1 Introducción	88
4.1.2.2 Geometrías	88
4.1.2.3 Solver de Fluent	91
4.1.2.4 Presentación de resultados	93
4.1.2.5 Comparación de resultados	99
4.1.2.6 Conclusiones	105
Conclusiones y trabajos futuros	106
Bibliografía	108
Anexos	110



1. PRIMERA PARTE → INTRODUCCIÓN



1.1 RESUMEN

En el siguiente proyecto fin de carrera se va a desarrollar el estudio, mediante software de mecánica de fluidos computacional, de distintos mecanismo de transferencia de calor en turbinas, con objetivo de comparar estos resultados obtenidos con otros experimentales recogidos en la amplia bibliografía que existe sobre el tema en diferentes congresos y la base teórica desarrollada en diferentes libros.

Se propone realizar una simulación de manera que los datos proporcionados por el CFD (Computational Fluid Dynamics) se evalúen en comparación a los datos experimentales, de manera que se adquieran los conocimientos y las técnicas necesarias para en un futuro poder obtener estos datos de manera virtual en una computadora o, por lo menos, comprobar la fiabilidad de los datos proporcionados por el fabricante. Para ello se estudian diferentes casos con distintas geometrías y condiciones de contorno, siendo todos ellos los casos más simples posibles, cuyos datos obtenidos pueden ser posteriormente aplicados a otros casos de más complicada ejecución y resolución.

Es conocido por todos que las simulaciones numéricas de fluidos que emplean modelos matemáticos, debido a la complejidad de sus ecuaciones, son aproximaciones al comportamiento real del fluido con el empleo de modelos. Éstos, aunque mucho más aproximados que los que se realizan manualmente, no describen de forma totalmente real el comportamiento del fluido. Del mismo modo, la toma de medidas en cada experimento contribuye a la incertidumbre de la solución. Por estos hechos, sería una utopía que los resultados de la simulación numérica coincidieran totalmente con los empíricos y teóricos presentados. Esto provoca que, en los resultados mostrados, se encuentren incoherencias.

Para realizar dichos estudios se utiliza el programa Fluent. El proyecto se completa con las conclusiones y las dificultades encontradas en los estudios realizados.



1.2 INTRODUCCIÓN

El empleo de algún fluido como sistema de refrigeración está sumamente extendido en procesos industriales de diversa índole, como son aquellos en los que se precisa refrigeración con aire. Así, procesos de enfriamiento en la obtención de metales y su posterior tratamiento, de plásticos, o el templado de cristales, son aplicaciones comunes en el sector industrial. También se utilizan como sistema de refrigeración de maquinaria industrial, como sobre alabes de una turbina. Debido a esto, su estudio resulta de gran importancia para así conseguir un correcto diseño y optimización de los procesos en los que se utilizan. Como el estudio de flujos para refrigeración tiene su base teórica en la mecánica de fluidos y transferencia de calor, los resultados mostrados estarán justificados teóricamente según estas disciplinas y debidamente contrastados experimentalmente.

En este proyecto fin de carrera se va a evaluar la transferencia de calor en turbinas mediante el software CFD Fluent, con el cual se resolverán las ecuaciones que gobiernan el problema. Lo evaluaremos con la ayuda de este software de simulación numérica, el cual nos facilitará unos resultados comparables a los obtenidos de forma experimental y teórica por diferentes autores.

Cabe destacar que el primer factor que limita la cantidad de potencia que un motor de turbina de gas puede producir, es la temperatura máxima tolerada a su entrada. A esto se le llama temperatura de entrada en turbina (TIT).

Algunos motores modernos han aumentado el rendimiento térmico aumentando la TIT. Para ello se han refrigerado los álabes guías de entrada en turbina y el primer escalón de álabes de rotor.

La refrigeración de la turbina se consigue haciendo fluir aire sangrado del compresor a través de álabes guías de entrada y de los álabes del rotor por huecos internos. El aire deja la superficie del álabe a través de unos orificios especialmente preparados de manera que forma una película de aire sobre el álabe para aislar a la superficie de los gases calientes. La figura siguiente muestra la sección transversal de un álabe de turbina a través del cual el fluido de refrigeración fluye para aumentar la TIT permisible.

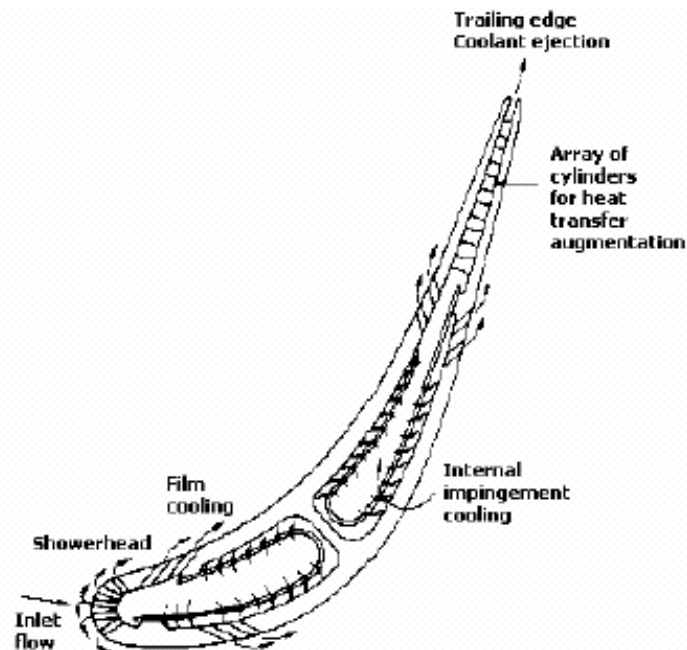


Figura 1.2.a. Sección transversal de un alabe de turbina.

El fluido usado para el sistema de refrigeración de turbina de un motor de aviación suele ser aire que se sangra de una de las últimas etapas del compresor, y aunque su temperatura es mayor de 800 K, es bastante más fría que la de los gases que arrastran a la turbina. Este aire fluye a través de los huecos del álabe y sale con los gases de escape.

Sólo es necesario refrigerar los álabes guías de entrada en turbina y la primera etapa de álabes rotatorios de turbina. Los gases pierden bastante energía cuando pasan la primera etapa como para que su temperatura caiga dentro de la gama permitida para las etapas sucesivas. Las tendencias actuales a aumentar las temperaturas del ciclo del motor están provocando la necesidad de refrigerar en las etapas finales de las turbinas de alta presión e incluso en las turbinas de baja presión.

Este proyecto hace un estudio completo de flujos y se divide en tres grandes apartados:

- La teoría. Se introduce y enuncia la información teórica empleada para el estudio, teniendo en cuenta que existe bibliografía mucho más especializada en el tema. Introduce la teoría de transferencia de calor, y justifica alguno de los casos que después se han simulado.
- La simulación. Partiendo de la información que hay disponible en laboratorios-túnel hidrodinámicos de fluidos, del material de las prácticas, y demás artículos, tratamos de simular con Fluent casos típicos de flujos que se pueden producir en las turbinas de los aviones.

- La parte experimental. Para concluir con el proyecto, se contrastan datos experimentales, ya sean de anteriores proyectos u otras fuentes, para verificar si realmente la simulación se parece tanto a la teoría como a la realidad.

Como podemos observar en la figura anterior, la cual nos muestra un álabe de una turbina de un avión, se comprueba que en la parte interior del mismo tenemos un complejo circuito de refrigeración, el cual nos ayuda a disipar el calor que se produce en las superficies del álabe.

En el presente proyecto se van a estudiar los casos más simples que nos podemos encontrar, siendo todos ellos 2D y obteniendo así unos datos que podríamos luego aplicar a unos casos más completos. Los mallados que habría que realizar para estudiar el álabe al completo serían muy complejos y requerirían, para correr los casos, unos ordenadores con mayor capacidad de procesado que los disponibles en la universidad.

A continuación se muestran algunas figuras que se pueden tener en el caso de estudiar un posible álabe al completo y a través de ellas podemos darnos cuenta de la dificultad y el tiempo que requerirían resolverlas.

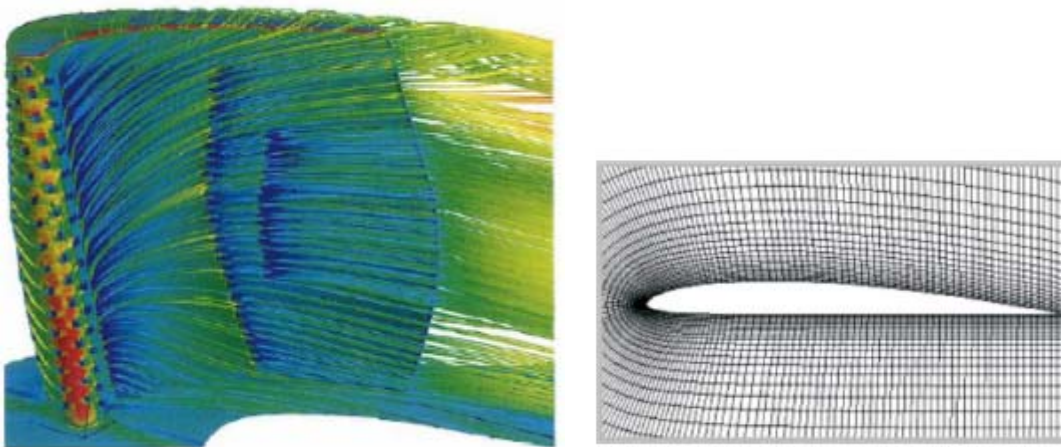


Figura 1.2.b. Ejemplos de simulación de álabes.

Los casos que se van a simular y comparar, casos sencillos, aunque de alto interés, disponibles para posibles prácticas y proyectos futuros, son los siguientes:

- Transferencia de calor por impacto:
Se estudiará detenidamente este caso, introduciéndolo de forma teórica para realizar posteriormente las simulaciones que se vean oportunas y que serán llevadas a estudio.



- Transferencia de calor por convección forzada en conducto cerrado:
Para este caso se va a realizar una introducción teórica, siendo dicha introducción válida para la realización de los casos estudiados.

Para la realización de ensayos cuyos resultados puedan ser extrapolados a las geometrías reales de las turbinas, será necesario mantener la semejanza de los parámetros fundamentales adimensionales (número de Reynolds, número de Prandtl, número de Mach...).

En las figuras que se muestran en esta introducción se puede observar la complejidad del flujo en los álabes, así como las zonas sobre dichos álabes donde se da cada uno de los tipos de transferencia de calor.

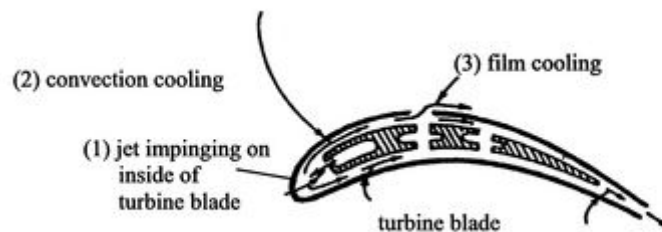


Figura 1.2.c. Zonas de transferencia de calor en un álabes de turbina.



1.3 MOTIVACIÓN

En los últimos tiempos como es sabido, las computadoras han experimentado y están experimentando una mejora enorme de su capacidad de cálculo. Lo que antes se calculaba con superordenadores de un enorme tamaño, ahora se realiza con un pequeño PC portátil. Casi cualquier aplicación puede ser usada por una persona desde su propio hogar, cuando antes estaba vetada a unas pocas personas privilegiadas que tenían acceso a los mencionados medios informáticos.

Para la ciencia ha supuesto también un avance extraordinario. Desde mucho tiempo atrás se conocía el método de resolver casi cualquier ecuación. Las ecuaciones diferenciales, posiblemente las más complejas, se pueden resolver de manera numérica mediante, por ejemplo, diferencias finitas. En el caso de la mecánica de fluidos, las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden resolver, en algunos casos de manera precisa y en otros como el caso que nos ocupa de régimen turbulento, de manera aproximada. La solución sería más cercana a la real según seamos capaces de conseguir una capacidad de cálculo mayor. Es ahí donde el desarrollo de las computadoras entra en juego. Se conocía el método de resolución pero no se podía poner en práctica, y en los casos en los que se podía poner en práctica, requería mucho tiempo.

Todo cambió desde la aparición de los microchips. Ahora si, somos capaces de resolver de una manera más o menos precisa en función de nuestras necesidades, problemas que antes no eran posibles. Esto ha supuesto una revolución en campos como la mecánica de fluidos. En otros tiempos no muy lejanos, para experimentar el comportamiento de un fluido en una aplicación concreta se tenían que realizar experimentos reales, a escala, gracias al análisis dimensional, pero al fin y al cabo costosos de realizar y difíciles de simular con unas características adecuadas. En la actualidad, programas como Fluent son capaces de simular un experimento real de manera virtual con una precisión sólo limitada por la capacidad de cálculo de la computadora en cuestión.

En la actualidad una universidad como la Carlos III o una empresa privada pueden desarrollar sus propios diseños sin necesidad de externalizar sus experimentos o construir un túnel de viento. Por supuesto, en muchas grandes empresas o, en su caso, para aplicaciones muy técnicas, se siguen haciendo experimentos reales en túneles, puesto que queda mucho para que un computador pueda calcular de manera exacta el comportamiento de un fluido. Quizá los ordenadores cuánticos sean la solución en el futuro.



El estudio de canales abiertos tiene una alta componente empírica, ya que la incertidumbre es mayor que en el estudio de los flujos en canales cerrados (los flujos que discurren por tuberías a presión), por lo que queda justificado el usar la potencia de cálculo de los ordenadores para simular condiciones que serían muy difíciles de llegar a definir explícitamente mediante una ecuación.

Como se ha avanzado antes, la capacidad de cálculo de los ordenadores ha crecido y seguirá creciendo a un ritmo más que rápido, por lo que las simulaciones serán más rápidas. Además también se han ido mejorando los algoritmos y métodos de resolución, por lo que las soluciones serán mejores. Esta circunstancia predice que la simulación, y en particular la aplicada al estudio de los fluidos, como otros casos típicos que se puedan reproducir en la universidad, tiene todavía mucho que ofrecer, por su puesto sin descuidar la parte experimental y teórica como métodos más tradicionales.

Este proyecto habría sido mucho más costoso si se hubiese realizado hace unos años, incluso podría haber sido inabordable. Hoy es posible iterar todos estos casos en un ordenador personal que cualquiera pueda tener en su hogar.

Las aplicaciones concretas de todo lo expuesto anteriormente son muchas y muy diversas. Entre ellas el proyecto aquí presentado. El hecho de poder comparar los resultados numéricos con la propia realidad, ha sido uno de los factores que más me han motivado para la realización de este estudio.



1.4 OBJETIVOS

Los objetivos que se plantearon al principio del presente proyecto fueron los siguientes:

- El objetivo principal del proyecto es, en su conjunto, el de evaluar la transferencia de calor en diferentes casos sencillos, para poder así aplicar los datos obtenidos a otros casos más complejos e intentar mejorar el rendimiento de las turbinas teniendo una mejor refrigeración de las mismas.
- Dentro del anterior se puede enmarcar que otro de los objetivos es comparar los resultados obtenidos con Fluent con los obtenidos de forma experimental.
- Otro objetivo a parte es poder conseguir un mejor manejo de Fluent ayudándonos de experimentos conocidos, de casos sencillos. Una vez aprendida la técnica de manejo, y haber realizado muchas simulaciones de varios casos, tendremos capacidad de simular casos más complicados y de mayor utilidad.
- Inmersos en lo anterior y como objetivos secundarios se plantean el análisis de diversos parámetros que podrían afectar al estudio y de que manera y en que medida lo harían. Como por ejemplo citar el modelo turbulento empleado, la geometría, el mallado realizado, la condiciones de contorno, etc.



1.5 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La dinámica de fluido computacional (CFD) es la ciencia que trata de predecir el comportamiento de un flujo, la transferencia de calor y masa, reacciones químicas y fenómenos relacionados, mediante la resolución numérica del conjunto de ecuaciones que gobiernan los fluidos.

Los resultados de la resolución numérica son relevantes en el desarrollo de nuevos productos, solución de problemas y rediseño.

El análisis computacional es un complemento a los estudios experimentales, reduciendo el esfuerzo requerido en la evaluación de diseños y la adquisición de los datos.

1.5.1 Método de elementos finitos

El método más potente actualmente utilizado en el análisis computacional de fluidos es el método de elementos finitos. Los estudios de simulación numérica por el método de elementos finitos se desarrolla a lo largo de siete fases en 3 etapas diferentes: pre-proceso, resolución y post-proceso.

- Pre-proceso:

1. A partir de la realidad física del sistema, se selecciona el modelo matemático apropiado para describir su comportamiento, teniendo en cuenta que caracterice con exactitud aquellas propiedades que sean objeto de estudio durante la simulación numérica.

2. Una vez seleccionado el modelo matemático, se divide la estructura en porciones no intersectantes entre sí. En cada porción, que recibe el nombre de elemento finito, se interpolan las variables principales en función de su valor en múltiples puntos discretos de cada elemento; a dichos puntos se les llama nodos. El sistema está compuesto ahora por una malla de elementos de estudio sencillo.

3. Se discretizan las ecuaciones diferenciales que gobiernan el sistema, obteniendo así las expresiones matemáticas a resolver en cada elemento.

4. Se obtienen las expresiones a partir de las cuales determinar el comportamiento del sistema en conjunto, partiendo de las expresiones discretas de cada elemento.



- Resolución:

5. Se resuelve el sistema de ecuaciones, utilizando herramientas informáticas, para determinar las diferentes variables incógnitas. El proceso de resolución puede estar basado en cualquier método de resolución de ecuaciones lineales conocido, sin embargo, su aplicación es diferente para situaciones de estado estacionario y estado transitorio. En caso de estado estacionario se resuelve el sistema de ecuaciones de forma iterativa, hasta alcanzar una solución que las satisfaga con la menor de las tasas de error posible. Para sistemas transitorios, este proceso debe realizarse, además, para cada instante de tiempo considerado en la simulación.

- Post-proceso:

6. Tras la obtención de los resultados numéricos, se realiza la interpretación y presentación de los mismos. Para ello suelen utilizarse métodos gráficos que faciliten el proceso.

7. Una vez estudiados los resultados, el analista puede plantearse efectuar modificaciones en cualquiera de las fases anteriores, con objeto de obtener resultados diferentes que ayuden a resolver al problema de ingeniería tratado en la simulación, o de corrección de posibles errores presentes en el desarrollo de la misma.

En posesión de los conocimientos y la experiencia necesaria para realizar este tipo de simulaciones, el método de los elementos finitos resulta muy útil de cara a la obtención de información sobre el comportamiento de sistemas continuos, para los que no existen soluciones analíticas disponibles.



1.5.2 Fluent

Para la resolución de este proyecto, se va a utilizar el software Fluent, que es un conjunto de programas para la simulación de fluidos. Es una herramienta de CFD, su uso es muy versátil y permite la simulación de innumerables casos de la industria. Es un programa comercial con bastante buena aceptación y continuamente están saliendo nuevas versiones mejoradas.

Fluent provee múltiples opciones de solución, que combinado con métodos Multigrid para mejorar la convergencia, se obtiene soluciones eficientes y precisas para un amplio régimen de flujos. La variedad de modelos físicos en Fluent permite predecir con gran exactitud flujos laminares y turbulentos, transferencia de calor (radiación, convección, conducción), reacciones químicas, flujos multifásicos y otros fenómenos involucrados; teniendo Fluent una gran capacidad de flexibilidad de mallas, siendo capaz de que automáticamente cambie la malla durante el proceso de resolución.

La forma de trabajar en la mecánica de fluidos computacional es la siguiente:

En primer lugar es preciso crear una malla en cuyos nodos se van a resolver las ecuaciones de Navier-Stokes. A partir de unas dimensiones calculadas previamente se realiza el mallado con el programa Gambit.

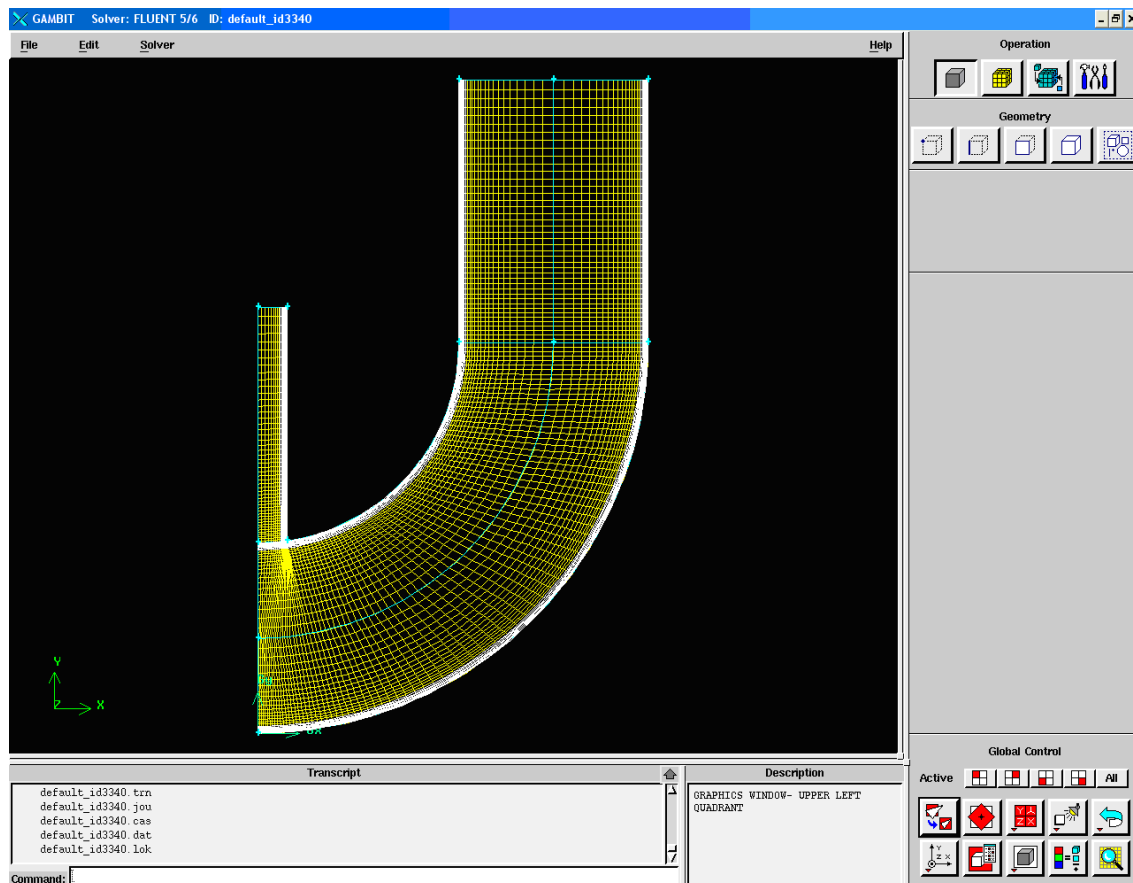


Figura 1.5.2.a. Ejemplo de uso de Gambit.

Una vez creada la malla, el modelo se corre con el programa Fluent. Éste, se basa en el método de resolución de volúmenes finitos, tomando como geometría de partida la generada en Gambit. Fluent calcula la solución de las ecuaciones de manera iterativa hasta que encuentra una solución con los criterios de convergencia fijados. La precisión de la solución depende del modelo utilizado, de las condiciones de contorno que hayamos especificado y de la discretización, es decir, de la malla creada.

Los flujos turbulentos se caracterizan por la velocidad de fluctuación de los campos. Estas fluctuaciones pueden ser de pequeña escala y de alta frecuencia, siendo los cálculos de ingeniería demasiado costosos computacionalmente para simular directamente en la práctica. En lugar de ello, la instantánea que rige las ecuaciones, puede tener una duración promedio, o una duración promedio de conjunto, manipulado para eliminar las pequeñas escalas, dando lugar a una modificación del conjunto de ecuaciones que son computacionalmente menos costosas de resolver. Sin embargo, las ecuaciones modificadas contienen más variables desconocidas, con lo que un modelo turbulento es necesario para determinar estas variables en términos de cantidades conocidas.



Fluent ofrece las siguientes opciones de modelos de turbulencia:

- Spalart-Allmaras model
- k- ϵ models
 - Standard k- ϵ models
 - Renormalization-group (RNG) k- ϵ models
 - Realizable k- ϵ models
- k- ω models
 - Standard k- ω models
 - Shear-stress transport (SST) k- ω models
- v2-f model (addon)
- Reynolds stress model (RSM)
 - Linear pressure-strain RSM model
 - Quadratic pressure-strain RSM model
- Detached eddy simulation (DES) model
 - Spalart-Allmaras RANS model
 - Realizable k- ϵ RANS model
 - SST k- ω RANS model
- Large eddy simulation (LES) model
 - Smagorinsky-Lilly subgrid-scale model
 - WALE subgrid-scale model
 - Kinetic-Energy transport subgrid-scale model

Como se ve, Fluent cuenta con una amplia variedad de modelos de turbulencia, varias versiones de modelos muy conocidos como el k-epsilon, el k-omega y el de esfuerzos de Reynolds (RSM). Los avances en la capacidad de las computadoras, junto al decremento en su coste, han hecho posible simulaciones con modelos demandantes de grandes recursos como el modelos LES y el DES, siendo opciones atractivas para algunas simulaciones.

Es un hecho lamentable que ningún modelo de turbulencia sea universalmente aceptado como superior de todas las clases de problemas. La elección del modelo de turbulencia dependerá de consideraciones tales como la física dentro de la corriente, la práctica establecida para una determinada clase de problema, el nivel de exactitud requerida, la disposición computacional y la cantidad de tiempo disponible para la simulación. Para hacer más adecuada la elección del modelo para su aplicación, es necesario comprender las capacidades y limitaciones de las diferentes opciones.

Nos vamos a centrar en el modelo k-omega (k- ω model), que será con el cual trabajemos en el proyecto. En concreto nos centraremos en el modelo SSTk ω (Shear-stress transport k- ω model). A continuación mostraremos las ecuaciones que utiliza este modelo.



Ecuaciones de transporte para el modelo SST k- ω :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k$$
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega$$

En estas ecuaciones \tilde{G}_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad media, G_ω representa la generación de ω (tasa específica de disipación), Γ_k y Γ_ω representan la difusividad efectiva de k y ω respectivamente, Y_k e Y_ω representan la dispersión de k y ω debido a la turbulencia. D_ω representa la difusión térmica cruzada. S_k y S_ω son términos definidos por el usuario. Todos estos términos se calculan como se describe a continuación.

1.5.3 Modelización de la difusividad efectiva

La difusividad efectiva para el modelo k- ω viene dada por:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$$
$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$$

donde σ_k y σ_ω son los números de Prandtl turbulento para k y ω respectivamente. La viscosidad turbulenta, μ_t , se calcula de la siguiente manera:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha_*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega} \right]}$$



con

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right),$$

$$\text{donde: } \text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$$

$$R_k = 6$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}$$

$$\beta_i = 0.072$$

notar que, para altos números de Reynolds $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$

y

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{K,1} + (1 - F_1) / \sigma_{K,2}}$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}}$$

Las funciones F_1 y F_2 , por su parte vienen dadas por:

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4)$$

$$\phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right]$$

$$D_\omega^+ = \max \left[2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right]$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^4)$$

$$\phi_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right)$$

donde y es la distancia a la próxima superficie y D_ω^+ es la parte positiva de la difusión térmica cruzada (lo veremos mas adelante).



1.5.4 Modelización de la producción de turbulencia

Producción de k : el término \tilde{G}_k se define como:

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*k\omega)$$

donde

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

Producción del ω : el término G_ω representa la producción de ω , y viene dado por:

$$G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k$$

Esta es una de las diferencias frente al modelo standard, dado que para el modelo standard tenemos un α_α constante (0.52), mientras que para nuestro caso:

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2}$$

$$\text{donde: } \alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}}$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}}$$

y donde κ es 0.41.



1.5.5 Modelización de la turbulencia de disipación

Disipación de k : el término Y_k representa la disipación de k , y se define como:

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega$$

$$\text{donde: } \beta^* = \beta_i^* \left[1 + \zeta^* F(M_t) \right]$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (Re_t/R_\beta)^4}{1 + (Re_t/R_\beta)^4} \right)$$

$$\zeta^* = 1.5$$

$$R_\beta = 8$$

$$\beta_\infty^* = 0.09$$

con Re_t obtenido tal y como hemos indicado anteriormente.

Disipación de ω : el término Y_ω representa la disipación de ω , y se define como:

$$Y_k = \rho \beta \omega^2$$

$$\text{donde: } \beta = \beta_i \left[1 + \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right]$$

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2}$$

y F_1 se obtiene como hemos indicado anteriormente.

1.5.6 Modificación de la difusión cruzada

El término D_ω representa la difusión cruzada y se define para este caso como:

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$



1.5.7 Constantes del modelo

Y por último, para este modelo de turbulencia tenemos las siguientes constantes:

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \quad \sigma_{\omega,1} = 2.0, \quad \sigma_{k,2} = 1.0, \quad \sigma_{\omega,2} = 1.168$$
$$a_1 = 0.31, \quad \beta_{i,1} = 0.075, \quad \beta_{i,2} = 0.0828$$

El resto de constantes del modelo tienen el mismo valor que para el modelo k- ω standard y son:

$$\alpha_{\infty}^* = 1, \quad \alpha_{\infty} = 0.52, \quad \alpha_0 = \frac{1}{9}, \quad \beta_{\infty}^+ = 0.09,$$
$$R_{\beta} = 8, \quad R_k = 6, \quad R_{\omega} = 2.95, \quad \zeta^* = 1.5, \quad M_{t_0} = 0.25.$$



2. SEGUNDA PARTE → TEORÍA



2.1 TEORIA

Con la finalidad de resolver el problema planteado en este proyecto, se debe realizar una introducción teórica al problema de dinámica de fluidos. Para ello, antes de comenzar con la presentación del problema, se iniciará el planteamiento y la presentación de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del fluido tanto en régimen laminar como turbulento.

Así, se puede definir el movimiento en régimen laminar como aquel en el que sus partículas fluidas gozan de un movimiento ordenado en capas o láminas que no abandona y queda definido por las ecuaciones de Navier-Stokes. De este modo, la caracterización del movimiento de una partícula fluida se basa en las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y conservación de la energía. Estas son:

- Conservación de la masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0$$

- Conservación de la cantidad de movimiento:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla \rho + \nabla \tau' + \rho g$$

- Conservación de la energía:

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) + v \cdot \nabla \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) \right] = -\nabla(\rho \cdot v) + \nabla(\tau' \cdot v) + \nabla(k \nabla T) + \rho g v + Q$$

Estas ecuaciones representan el comportamiento de un fluido en su forma genérica, pudiéndose simplificar para casos específicos, dependiendo del tratamiento que se haga sobre el fluido, de las condiciones de contorno del problema o de simplificaciones sobre cualquiera de ambos.

En este proyecto, se plantea el problema tomando como fluido de trabajo el aire en condiciones atmosféricas, por lo que se tratará de un ejercicio con gas ideal y en consecuencia se tratará al fluido de trabajo tendiendo en cuenta la ecuación de estado térmica de un gas ideal: $pV = nRT$.

Para poder realizar una diferenciación entre un régimen turbulento de uno laminar se recurre al número de Reynolds, el cual representa los efectos inerciales respecto a los efectos viscosos. Determinándose un número de Reynolds crítico para la transición entre un régimen laminar y otro turbulento, el cual depende de la bibliografía y las condiciones del problema, ya que la longitud característica se toma como la L de una placa plana, otras veces como el D de un conducto, etc; pero de forma genérica podemos tratar un régimen turbulento como aquel en el que los efectos viscosos son suficientemente pequeños como para que los inerciales sean dominantes. Normalmente se supone un valor representativo de Re crítico de:

$$Re_c = \frac{\rho u_\infty \cdot L}{\mu} = \frac{u_\infty \cdot L}{\nu}$$

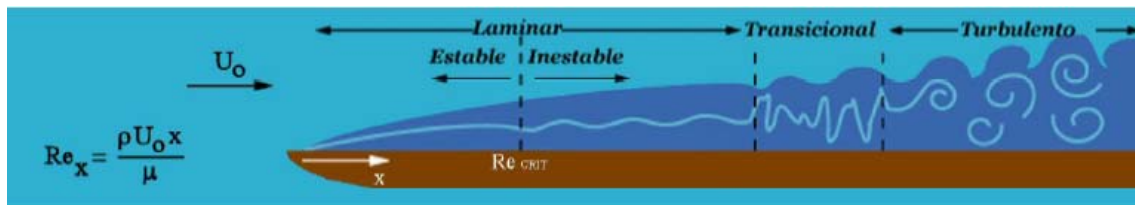


Figura 2.1.a. Visión de régimen laminar y turbulento sobre una placa.

De este modo se puede caracterizar la turbulencia como el estado en el que el fluido goza de una naturaleza fluctuante y aparentemente aleatoria, provocado por el dominio de los efectos inerciales sobre los viscosos. Siendo estas fluctuaciones provocadas por la intersección y fluctuación de las capas, en las que se basaba el régimen laminar, y variando con el tiempo de forma aparentemente aleatoria.

Inherente a sus características, sobre un fluido en régimen turbulento, el transporte de calor, masa y cantidad de movimiento es mucho más efectivo; debido a una mayor mezcla y su tendencia a nivelar gradientes.

Para la resolución numérica de las ecuaciones discretizadas, se necesita la definición de las condiciones de contorno del problema, de esta manera la resolución numérica del problema, necesita la definición de las mismas para conocer el comportamiento del fluido en las fronteras del dominio. De este modo la definición de las posibles entradas y salidas del problema, son condiciones indispensables para la correcta resolución numérica de las citadas ecuaciones.

2.1.1 CAPAS LÍMITES

A continuación se define y se estudian las diferentes capas límites haciendo una analogía entre capa límite hidrodinámica y capa límite térmica debido a su similitud teórica.

Prandtl presentó un concepto que conseguía explicar fenómenos reales de fluidos sobre cuerpos fuselados, de forma que podía asimilar el comportamiento de un fluido, al de uno potencial (efectos viscosos despreciables) en todo su dominio excepto en una zona cercana al contorno del mismo donde se concentran los esfuerzos de fricción. De este modo, en la capa cercana al cuerpo fuselado ocurriría lo contrario, donde serían muy superiores los efectos viscosos sobre los inerciales.

El espesor de la capa límite queda por lo tanto comprendido a distancias pequeñas desde una superficie sólida hasta un espesor en el que la velocidad del fluido sea de 0.99 la velocidad aguas arriba pudiendo definir el resto del fluido a través de las ecuaciones de Navier-Stokes, la de continuidad y la de conservación de energía ya presentadas. A continuación, se muestra, la forma de la capa límite hidrodinámica.

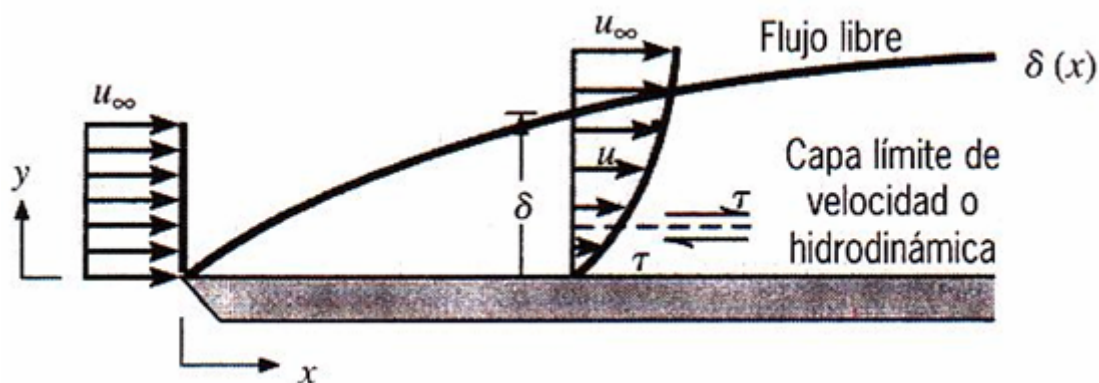


Figura 2.1.1.a. Capa límite hidrodinámica.

Las ecuaciones que representan esta capa límite hidrodinámica, para un fluido incompresible, en movimiento bidimensional y laminar son:

- Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0$$

- Cantidad de movimiento:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + X$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + Y$$

Estas ecuaciones son análogas a las de capa límite térmica, en la cual aparece un perfil de temperaturas sobre la capa cercana al cuerpo fuselado, siempre que este goce de una temperatura que genere una transmisión de calor entre su superficie y esta capa. De este modo las partículas que están en contacto con la superficie alcanzan el equilibrio térmico con la misma y estas a su vez con partículas fluidas de su entorno, formándose así un perfil de temperaturas que delimitarán el espesor de la capa límite térmica, siendo sus ecuaciones, aplicando la conservación de la energía:

- Ecuaciones de conservación de la energía:

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \phi + Q$$

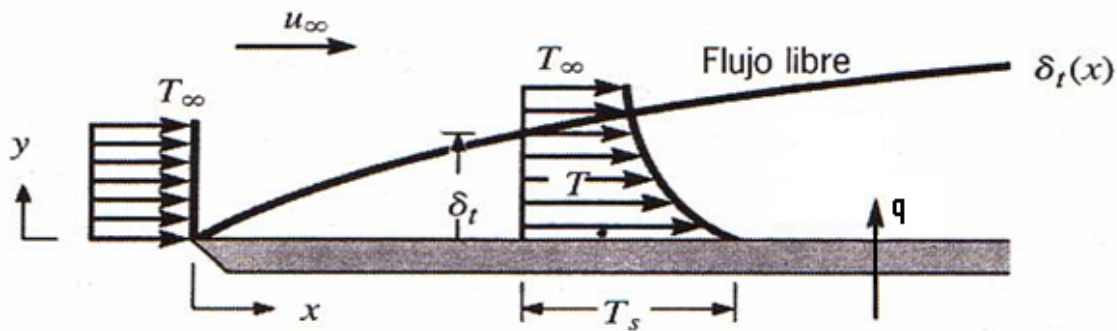


Figura 2.1.1.b. Capa límite térmica.

Las ecuaciones que gobiernan la capa límite para fluidos compresibles, en movimiento bidimensional y suponiendo que el espesor de la capa límite es menor al diámetro de los radios de curvatura de la superficie del sólido son:

- Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0$$

- Navier-Stokes:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{\partial p}{\partial x} + \rho f_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial y} = 0$$

- Ecuación de conservación de la energía:

$$\rho \left(\frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} \right) = \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)$$

Con la aplicación de estas fórmulas de capa límite con las condiciones de contorno del problema a resolver y las características geométricas del mismo se puede conseguir realizar una aproximación a la magnitud de la capa límite para números de Reynolds altos.

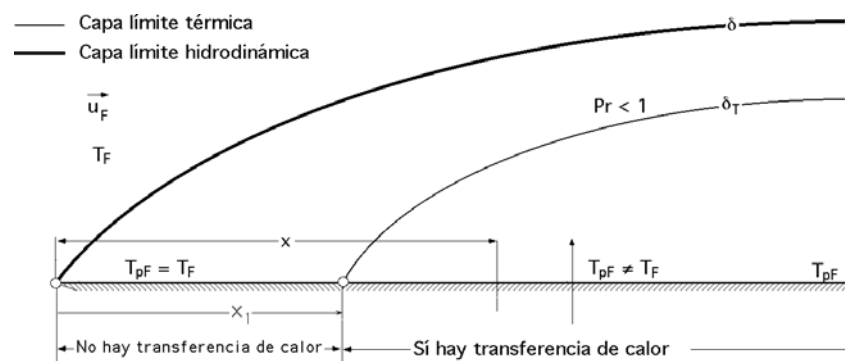


Figura 2.1.1.c. Capas límite térmica e hidrodinámica superpuestas.

Estas ecuaciones han sido presentadas con la finalidad de ayudar en la comprensión de los casos estudiados más adelante. No interesándonos conceptos como el de fuerza de arrastre, resistencia de forma o superficie, el punto de desprendimiento de la capa límite o capas límites para flujos laminares, los cuales quedan fuera del interés de este proyecto.

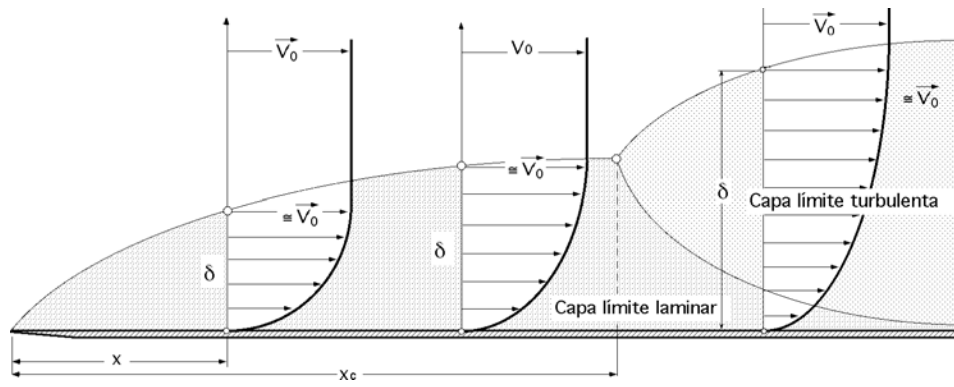


Figura 2.1.1.d. Desarrollo de capa límite laminar a turbulenta.



2.1.2 FENÓMENOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los métodos de transferencia de calor son el de conducción, convección y radiación. El primero se da cuando existe una diferencia de temperaturas, sobre todo en sólidos, aunque también se da en fluidos, apareciendo un flujo de calor en él, hasta conseguir el equilibrio térmico. Respecto a la transferencia de calor por radiación, no necesita medio material alguno para que aparezca, comportándose un cuerpo como el que produce la radiación de calor en forma de ondas electromagnéticas.

La transferencia de calor por convección se produce a través de dos mecanismos, uno el movimiento molecular aleatorio y otro el movimiento macroscópico o global del fluido. El movimiento, en ambos mecanismos, es el encargado de provocar la transferencia de calor entre las moléculas del fluido para conseguir el equilibrio entre ellas apareciendo perfiles de temperatura del fluido. Si a esto se le une que la transferencia de calor es entre un sólido estático a una temperatura mayor a la del fluido que se encuentra en movimiento, aparece una capa límite hidrodinámica, debida al movimiento del fluido, y otra térmica, provocada por el gradiente de temperaturas que aparecerá en el fluido. De este modo debido a que la velocidad sobre la superficie debe ser nula, aparece un perfil de velocidades hasta la velocidad absoluta del fluido. Mientras que en las partículas fluidas cercanas a la superficie, que tienen velocidad nula o casi nula se produce la transmisión de calor debido al movimiento molecular, creciendo la transmisión de calor debida al movimiento global del fluido con el espesor de la capa límite hidráulica.

En conclusión, para el caso propuesto numéricamente en este proyecto, el efecto dominante es la convección, en la que existen los dos mecanismos de transmisión por convección, el movimiento macroscópico y el movimiento por difusión molecular. Hay que destacar que tenemos algunos momentos, como el caso en el que la turbomaquinaria está en el tránsito entre el corte de combustible y el momento en que alcanza el equilibrio térmico con el ambiente, en los cuales otros fenómenos como la radiación toman un papel predominante, pero en el caso de que tengamos un funcionamiento normal de la turbina el fenómeno de transferencia de calor por convección va a ser el principal y en el cual, como hemos avanzado, nos vamos a centrar.

Del mismo modo la transferencia de calor por convección se clasifica según la naturaleza del flujo en:

- Convección libre o natural: el movimiento del fluido es provocado por fuerzas másicas, variantes debido a los cambios de la densidad en función de las temperaturas.



- Convección forzada: denominada forzada debido a que la velocidad del fluido es provocada por medios externos, como por ejemplo un ventilador.
- Combinación de ambos mecanismos: promovidos por casos en los que el flujo tiene bajas velocidades y aparece convección forzada y libre.

La transferencia de calor por convección esta asociada, por tanto, a una diferencia de temperaturas y a una constante, la cual depende de las condiciones de la capa límite. Así, la mayoría de los problemas de convección, se reducen al cálculo de dicha constante, llamada coeficiente de convección local (h).

$$q'' = K_{\text{Fluido}} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = h(x)(T_s - T_{\infty})$$

El coeficiente de convección local esta asociado a la naturaleza de la capa límite del problema, siempre y cuando existan diferencias de temperatura entre la del sólido y la del fluido, que provoca la definición de este coeficiente de convección.

El número de Nusselt es definido como el cociente del calor transferido entre el calor conducido desde un obstáculo de longitud característica X , de modo que:

$$Nu_x = \frac{h(x) X}{k_f} = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}}$$

Promovido por la dificultad de hallar $h(x)$, se realizan las estimaciones medias del mismo o se realizan correlaciones según las características geométricas y de contorno del problema, realizándose tablas de correlaciones de h en función de parámetros y números adimensionales como el número de Reynolds y de Prandtl.

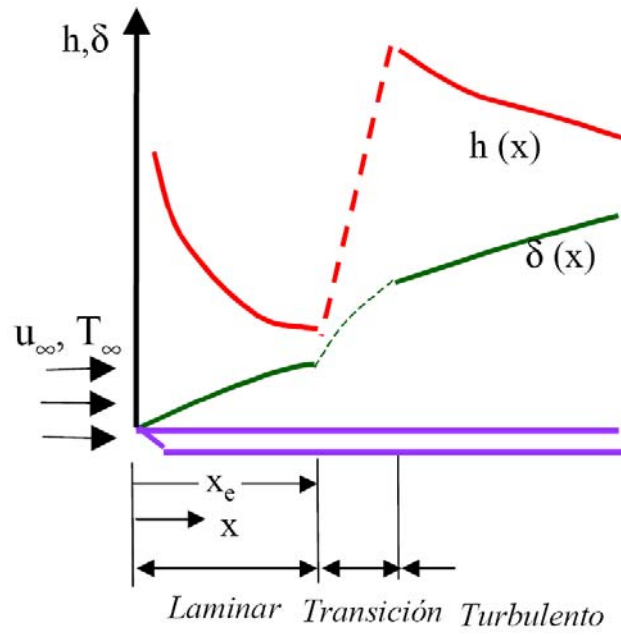


Figura 2.1.2.a. Variación del espesor de la capa límite con el desarrollo laminar-turbulento y del coeficiente de transmisión de calor por convección.



3. TERCERA PARTE → ESTUDIOS



3.1 ESTUDIOS BÁSICO PROPUESTOS

3.1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN PLACA PLANA

El calor que reciben los álabes es conducido a través del metal hasta el fluido de refrigeración que circula por el interior y dicho fluido refrigerante se encarga de evacuar el calor para evitar el calentamiento de las paredes metálicas de los álabes. Como el calor cedido depende de la superficie de contacto que los circuitos internos del álabe exponen refrigerante, estos conductos presentan la mayor superficie posible, fabricándose con aletas y nervios interiores. El grado de refrigeración obtenido depende, fundamentalmente, de la diferencia de temperaturas. El problema de la placa plana se presenta principalmente en los álabes en su zona exterior, donde el fluido principal de trabajo de la turbomaquinaria fluye entre los álabes produciéndose una transferencia de calor con la superficie metálica exterior de los álabes.

Hay que indicar que en los álabes reales aparecen también fenómenos debidos a gradientes de presión adverso y favorable, que pueden cambiar notablemente la configuración del problema. Existen relaciones experimentales que tienen en cuenta estos efectos y se obtienen mediante ensayos en túneles de viento de placa plana.

Las correlaciones obtenidas para este tipo de problema están basadas tanto en el número de Reynolds como en el de Prandtl, recordando que ambos números se obtienen de las siguientes expresiones:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u_{\infty} \cdot x}{\mu(T)}$$
$$\text{Pr} = \frac{\mu(T) \cdot c_p(T)}{k(T)}$$

Un estudio detallado de la transferencia de calor en placa plana fue realizado por mi compañero Carlos Sánchez López en su proyecto fin de carrera y que incluyo en la bibliografía [6].



3.1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR IMPACTO

Consiste en proyectar un chorro de refrigerante hacia la superficie en contacto con el fluido caliente que se desea refrigerar. El aire refrigerante circula en sentido radial por el núcleo del álabe y va fluyendo a través de una serie de agujeros de forma que el chorro incida sobre la pared interna del álabe, generalmente en la zona correspondiente al borde de ataque, que es la sometida a mayores temperaturas, con lo que el impacto del chorro proporciona un buen coeficiente de intercambio de calor. Sin embargo, hay que tener en cuenta las iteraciones del chorro de gases calientes cuando el aire refrigerante se evacua por agujeros situados en la pared, próximos a la zona de impacto, lo que podía modificar de manera importante el valor del coeficiente de intercambio. La utilización de la refrigeración por impacto supone la existencia de paredes interiores en el álabe para poder asegurar la distribución de los chorros.

Este es uno de los principales métodos de refrigeración utilizados en las turbinas hoy en día. La siguiente figura muestra típicas configuraciones de refrigeración por impacto sobre las paredes de los álabes.

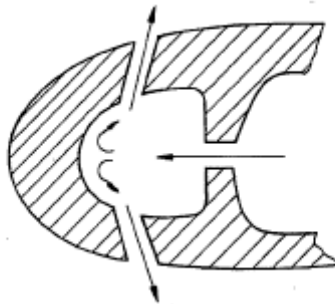


Figura 3.1.2.a. Esquema de refrigeración por impacto.

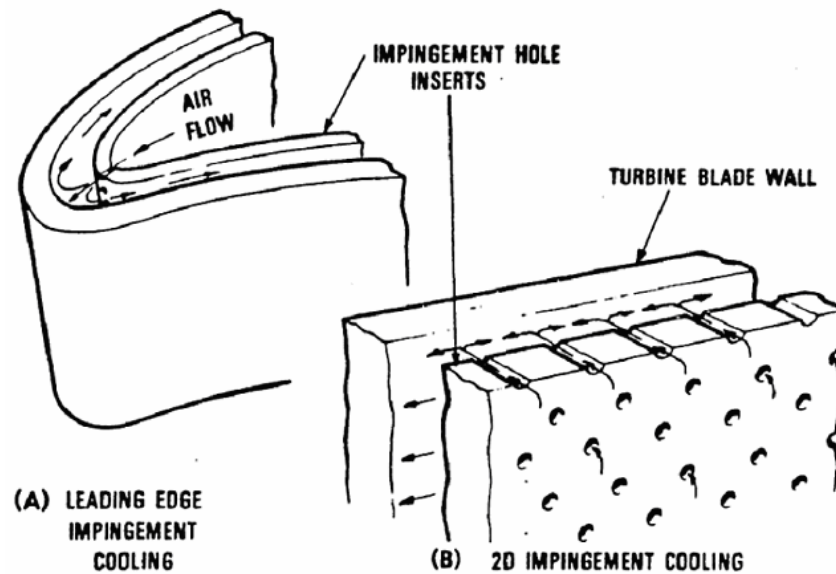


Figura 3.1.2.b. Posibles configuraciones para refrigeración por impacto.

Existen numerosas correlaciones creadas por los grupos de investigadores las cuales están basadas en datos de ensayos y dependen fundamentalmente del número de Reynolds, del número de agujeros, de la separación entre los agujeros, de la distancia entre la superficie a refrigerar y el agujero, etc.

Para nuestro estudio la correlación depende tanto del número de Reynolds como del parámetro adimensional H , que se explica más adelante:

$$Nu = 2,6 Re^{0,386} H^{-0,445} [3]$$

Pero existen otras muchas correlaciones obtenidas de ensayos que dependen de otros parámetros dependiendo del estudio, así:

$$Nu = q_{cf} D / ((T_w - T_{oj})\alpha) [12]$$

Esta expresión que depende de la transferencia de calor por convección en la zona de impacto, del diámetro de los agujeros, de la diferencia de temperaturas y de la conductividad térmica del aire, se usa en numerosos ensayos como por ejemplo para ver el efecto de la separación entre agujeros o el efecto de la diferencia de temperaturas.

Otra correlación, en este caso para el estudio del efecto de los parámetros de la boquilla de entrada y la curvatura de impacto es:

$$Nu = h 2B / k [11]$$



donde, h representa el coeficiente de transferencia de calor convectivo, B la anchura de la boquilla de entrada y k la conductividad térmica.

Todas estas correlaciones han sido obtenidas, como dije, de ensayos realizados por investigadores y que se pueden encontrar en las referencias bibliográficas que se adjuntan al final del documento.



3.1.3 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EN CONDUCTOS

El aire circula por canales normalmente cilíndricos o rectangulares practicados en el interior del álabe, o por canales de sección más compleja, como puede verse en la figura siguiente, los cuales permiten aumentar la superficie de intercambio de calor, para una sección de paso dada. Todo lo que perturba la capa límite de refrigeración, como surcos, creación de efecto aleta, etc, tiende a la mejora del coeficiente de transmisión de calor; el inconveniente radica en que duplicar el coeficiente de transmisión de calor, supone un aumento de cuatro veces el coeficiente de pérdida de carga.

En la refrigeración de turbinas, habitualmente se encuentran problemas caracterizados por el paso a través de un conducto interno de fluido refrigerante. La teoría muestra que cuanto menor sea la sección de paso, mayor será la velocidad del flujo y más efectiva será la refrigeración de la superficie bañada por el flujo principal caliente. También muestra la teoría que cuanto mayor sea el área de transferencia de calor, mayor es la efectividad del sistema de refrigeración, por ello es habitual la presencia de diferentes dispositivos (aletas, pedestales, costillas) tanto para aumentar la superficie de transferencia de calor como para generar turbulencia, la cual también aumenta la eficiencia del sistema. Las siguientes figuras muestran las geometrías típicas que se dan en este tipo de refrigeración.

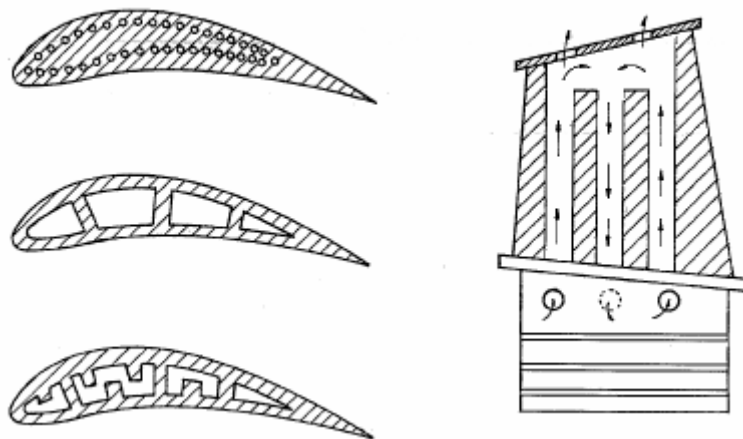


Figura 3.1.3.a. Esquema de refrigeración por convección forzada en los álabes.

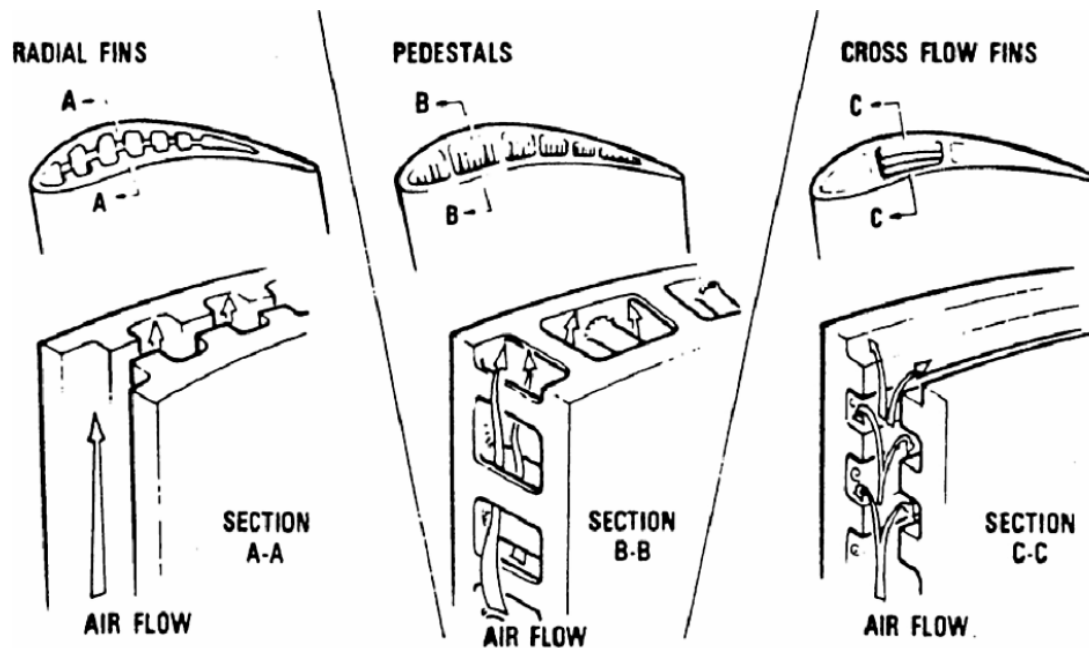


Figura 3.1.3.b. Aletas, pedestales y costillas en conductos internos de refrigeración.

3.1.3.1 Correlaciones para la convección forzada por el interior de tuberías.

La fricción y la velocidad de transferencia de calor son, por regla general, mayores en la región cercana a la entrada de un tubo que en una región lejana aguas abajo, donde los perfiles de velocidad y temperatura están totalmente desarrollados. El efecto de entrada del fluido en tuberías se manifiesta cuando las longitudes turbulentas iniciales sean mucho más cortas que en condiciones de régimen laminar o cuando el intercambio térmico comienza a efectuarse desde la entrada de la tubería y, por lo tanto, la capa límite térmica no está todavía desarrollada.

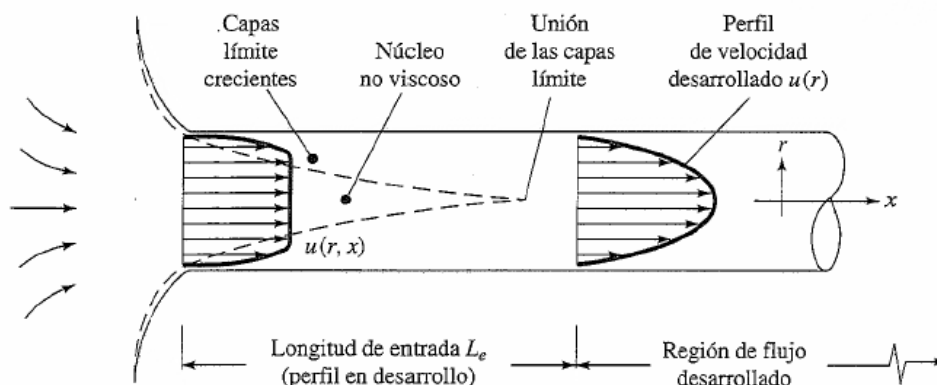


Figura 3.1.3.1.a. Desarrollo de los perfiles de velocidad.



Tanto en el estudio realizado como en futuros proyectos, se recomienda centrarse únicamente en flujos desarrollados, por lo tanto se tendría:

- Flujo laminar por el interior de tuberías.- Para el flujo de fluidos en tuberías en régimen laminar se cumple $Re < 2300$.

Para flujos completamente desarrollados en un tubo circular ($L \rightarrow \infty$) con flujo de calor q / A constante desde la pared es $Nu = 4,3636$.

Para flujos completamente desarrollados en un tubo circular ($L \rightarrow \infty$) con temperatura de pared constante $Nu = 3,656$.

- Flujo turbulento por el interior de tuberías.- Los datos experimentales correspondientes a los estudios realizados sobre el movimiento en tubos de un gran número de líquidos, gases y vapores, se pueden expresar por la siguiente ecuación para el caso de tubos lisos, la ecuación de Dittus-Boetler:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^a, \text{ para: } \frac{L}{d} > 60, \text{ y } \begin{cases} 0,7 < Pr < 160 \\ Re > 10.000 \end{cases}$$

en la que se considera $a = 0,4$ para calentamiento y $a = 0,3$ para enfriamientos.

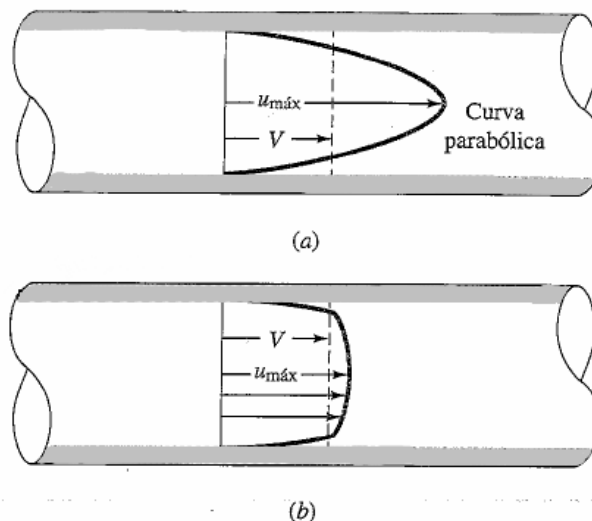


Figura 3.1.3.1.b. Comparación de los perfiles de velocidad en dos flujos, laminar y turbulento con el mismo caudal: (a) flujo laminar; (b) flujo turbulento.

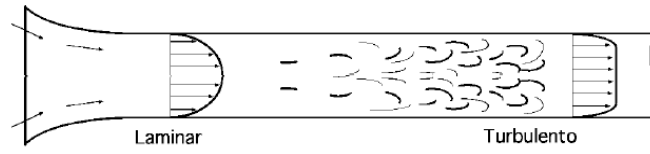


Figura 3.1.3.1.c. Flujo forzado por una tubería con $Re_d = 50.000$; en la sección inicial el flujo es laminar debido a la entrada en forma de bocina, pero se vuelve turbulento aguas abajo.



3.1.4 TRANSFERENCIA DE CALOR POR PELÍCULA FLUIDA

Consiste en la formación de una película de fluido sobre una o varias zonas de la pared exterior del álabe. La película de fluido refrigerante, que se forma en las paredes del álabe expuestas a los gases, se pierde rápidamente porque termina mezclándose con éstos. Por ello, para conseguir una refrigeración eficaz, tiene que ser renovada continuamente por medio de sucesivas ranuras de inyección.

Éste es el mejor recurso para la refrigeración del álabe. El sistema tiene la ventaja de reducir el gradiente de temperatura en las paredes de los álabes, pero tiene el inconveniente de que puede perturbar el desarrollo del flujo en el canal de paso.

Si se inyecta demasiado en la capa límite o la velocidad es demasiado alta, el aire refrigerante atraviesa la capa límite eliminando los objetivos del sistema y produciendo pérdidas adicionales en el álabe. Por otra parte, este sistema asegura un fuerte drenaje de calor, al atravesar la corriente de flujo frío los agujeros de paso, pudiéndose producir puntos fríos que son foco de concentración de tensiones y aumentan la fatiga del álabe.

En cualquier caso es, a priori, el más enérgico de los sistemas de refrigeración de los álabes, aunque se requiere un gran número de agujeros en el álabe, ya que el efecto de refrigeración de la película es disipado rápidamente aguas abajo por la mezcla con los gases calientes. El fluido utilizado en este tipo de refrigeración debe encontrarse a alta presión, lo cual no siempre es posible, particularmente en los bordes de ataque de la primera corona de turbinas.

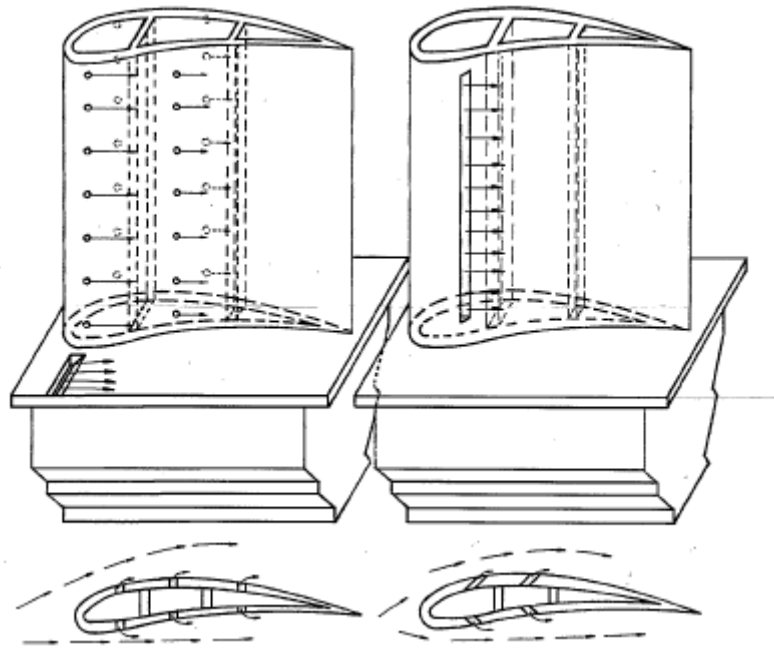


Figura 3.1.4.a. Esquema de refrigeración por película fluida.

El potencial de cada uno de los métodos de refrigeración descritos anteriormente puede compararse si se establece la cantidad de aire que necesita cada uno de ellos para mantener un cierto nivel térmico del álabe, en unas condiciones operativas determinadas. En la figura siguiente se comparan los diversos métodos.

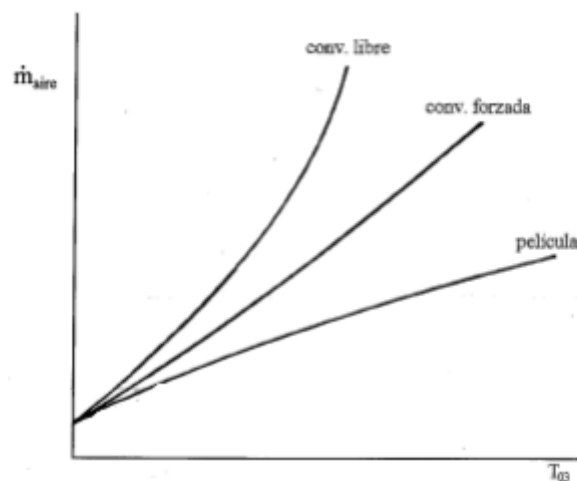


Figura 3.1.4.b. Consumo de flujo refrigerante en función de la temperatura del fluido de trabajo y del método de refrigeración.



Con la refrigeración por película, la presencia de una capa de aire aislante entre el gas y el metal, reduce, para cualquier valor de la temperatura de entrada a al turbina, el flujo de calor hacia la superficie del álabe. La relación de compresión en este caso influye poco.

Un estudio de la NASA que compara los sistemas de refrigeración de convección y multiperforación (“full coverage film cooling”), concluye que para una temperatura de $t_g = 1375^\circ\text{C}$ y una del metal $t_m = 1095^\circ\text{C}$, la multiperforación consume del orden del 80% del caudal de refrigerante necesario en el sistema de convección.

En cualquier caso el diseño de la refrigeración de un álabe para alta temperatura combinará varios de lo sistemas anteriormente comentados.

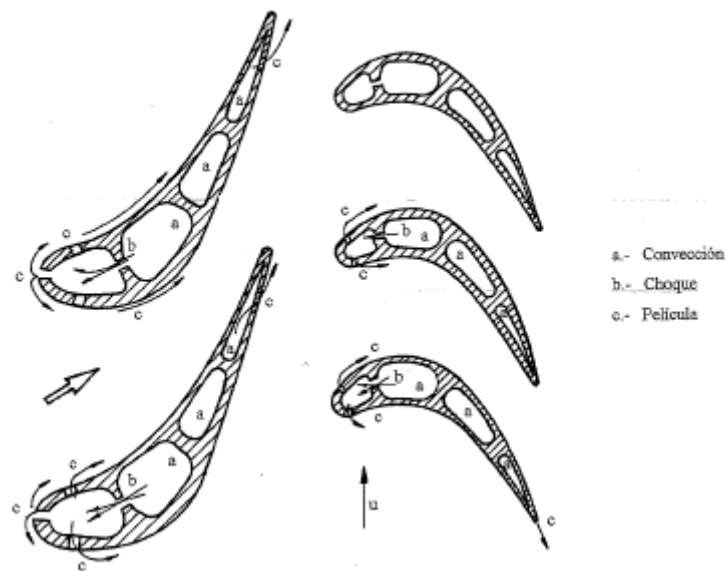


Figura 3.1.4.c. Esquema del diseño de un álabe de turbina para altas temperaturas, con métodos de refrigeración combinados.



4. CUARTA PARTE → RESULTADOS



4.1 RESULTADOS

Como se ha comentado anteriormente en este proyecto, una vez creada la geometría de la malla con el software de Gambit 2.0, pasamos a la simulación con el programa de simulación de fluidos, Fluent 6.3.26, el cuál calcula la solución de las ecuaciones de manera iterativa hasta que encuentra una solución con los criterios de convergencia fijados.

Los residuos pueden ser visualizados tanto de forma numérica como de forma gráfica ya que son unos datos que Fluent nos facilita mientras va iterando los casos.

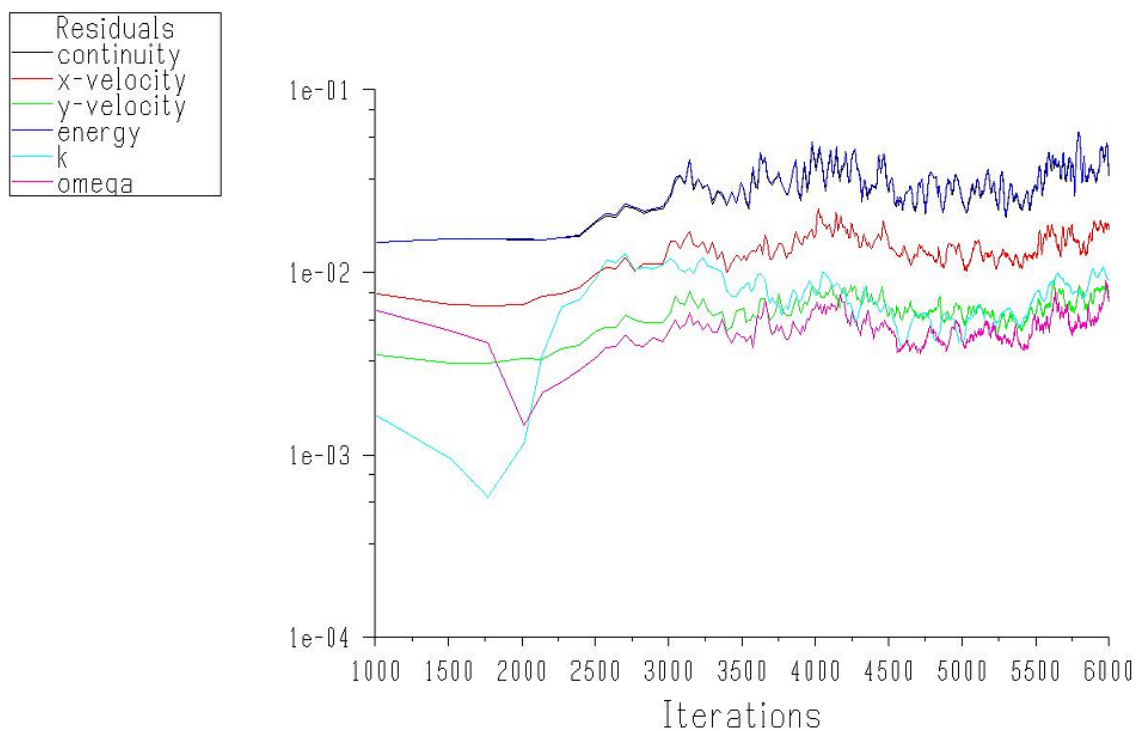


Figura 4.1.a. Residuos del modelo acoplado facilitado por Fluent.

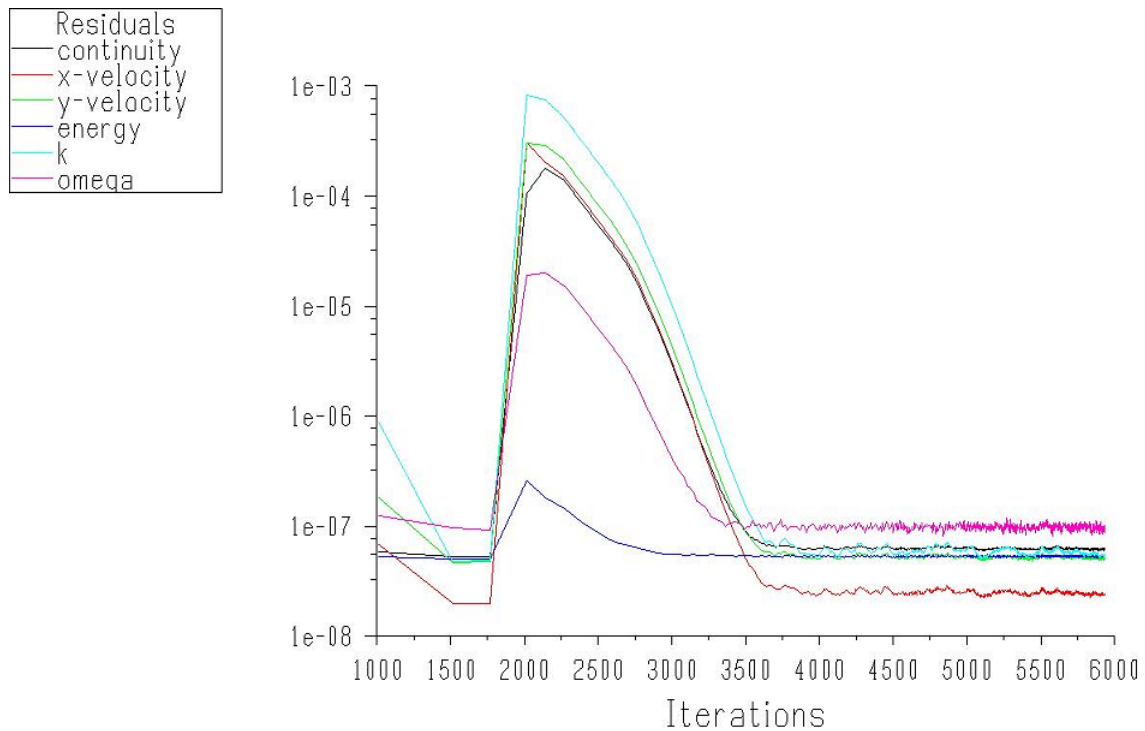


Figura 4.1.b. Residuos del modelo segregado facilitado por Fluent.

Las dos gráficas anteriores nos muestran los residuos de uno de los casos a estudiar. La primera de ellas se obtiene utilizando el modelo acoplado, pero estudiando todos los casos nos dimos cuenta que las iteraciones no eran buenas, posiblemente debido a la aparición de una gran burbuja que impide que los datos converjan de forma correcta. Esto se debe a que los casos que estudiamos son a velocidad muy baja, con flujo casi incompresible.

Esto no quiere decir que el modelo acoplado no sea bueno, sino que para nuestro caso estudiado no es el idóneo. Para otros estudios como veremos en el de convección forzada en conductos, el modelo acoplado si es útil y nos dará resultados con el caso convergido de acuerdo a los criterios fijados, según se muestra en la siguiente figura.

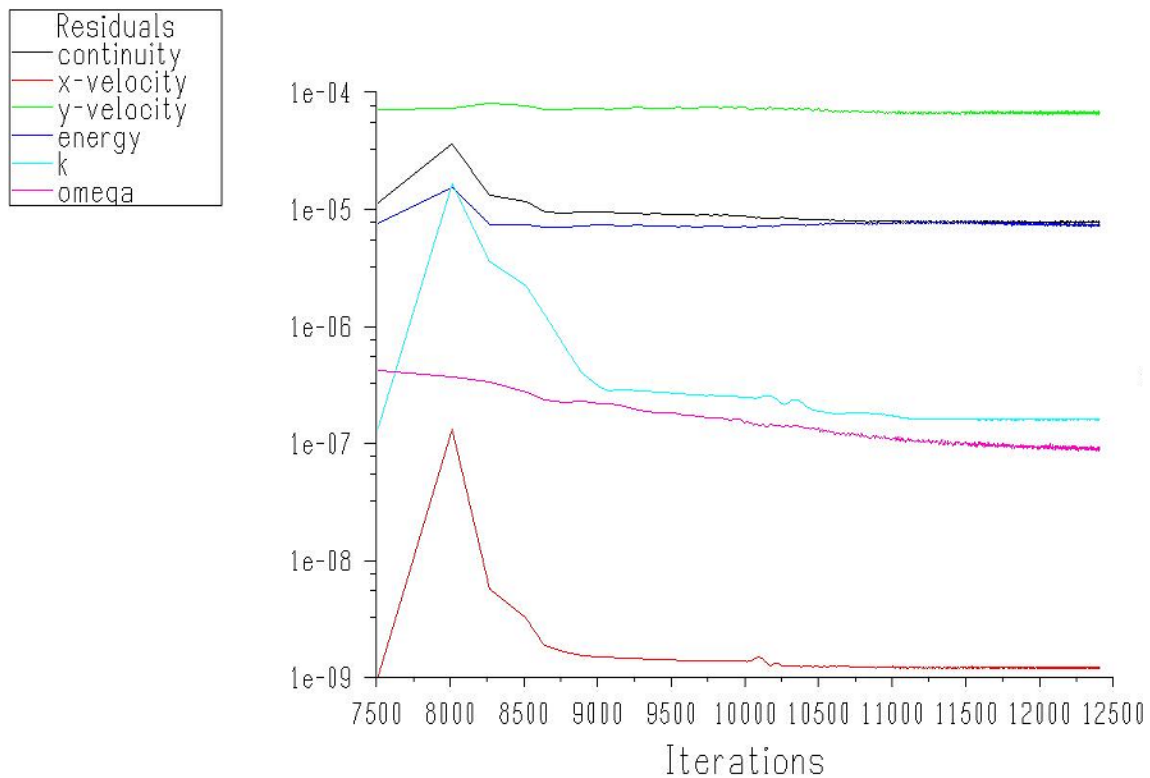


Figura 4.1.c. Residuos del modelo acoplado facilitado por Fluent.

Así, decidimos utilizar el modelo segregado, modificando los parámetros necesarios en el programa de simulación. En la gráfica 4.1.b. se aprecia perfectamente el paso de la discretización de primer orden a la de segundo orden, y además, los valores residuales son de un orden de magnitud unas cinco veces menor que en el caso del modelo acoplado y se ve que el modelo ha convergido de forma correcta. Por todo esto, todos los casos realizados para este estudio se realizaron con el modelo segregado.

En nuestro caso, además de estos residuos que nos ofrece Fluent (ecuación de continuidad, velocidad en eje x, velocidad en eje y, ecuación de la energía, k-omega) también haremos que nos muestre numéricamente la diferencia de flujo másico existente entre la entrada y la salida del flujo, así como el HTC en tres puntos a lo largo de la pared exterior de la geometría.

Una vez que se consigue que todos estos valores converjan, se puede finalizar el proceso de iteración, y será cuando se entre en la parte de obtención de datos para poder así comparar los diferentes casos. Fluent no muestra de forma gráfica estos últimos datos que nosotros le pedimos, por lo que para poder visualizarlos gráficamente haremos uso de algún programa adicional, en nuestro caso utilizamos el software de Excel donde se introducirán los datos numéricos que obtenemos de Fluent y a partir de ellos se crearán unas gráficas en las cuales podemos fijarnos.



4.1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR IMPACTO

4.1.1.1 Introducción

El estudio realizado de transferencia de calor por impacto se basa en la simulación publicada en el artículo “Impingement cooling of a semi-cylindrical concave channel by confined slot-air-jet” [3]. En esta simulación se estudia como es la transferencia de calor a través de la pared exterior de la geometría mostrada. Para ello, y según la correlación que rige el caso, se estudian casos en los que se modifica la propia geometría, es decir, estudiamos casos para diferentes valores de H (z/l) o se modifican las condiciones de contorno mediante la variación del número de Reynolds.

4.1.1.2 Geometrías

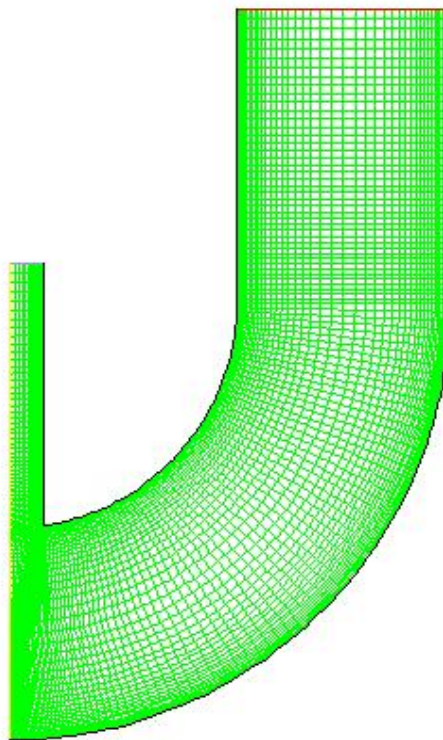


Figura 4.1.1.2.a. Geometría y malla del problema de impacto para $H = 3,2$.

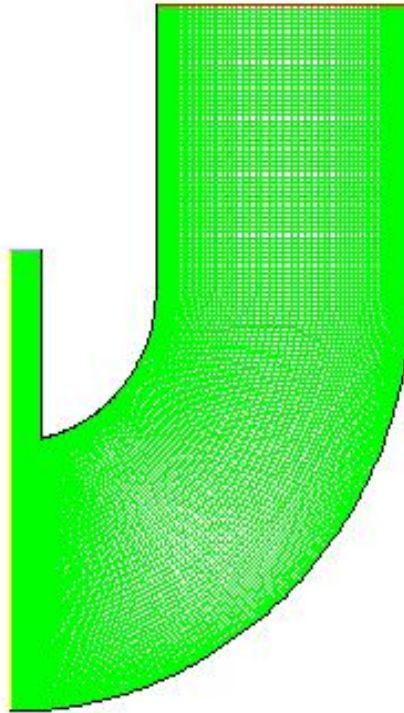


Figura 4.1.1.2.b. Geometría y malla del problema de impacto para $H = 4,2$.

El parámetro H es un parámetro adimensional que queda definido por el cociente entre z/l , que son la distancia entre el final del conducto de entrada y la superficie de impacto y el ancho del conducto de entrada respectivamente. En ambos casos el ancho del conducto es el mismo ($l = 12,7\text{mm}$) mientras que lo que varía es la distancia entre el final del conducto de entrada y la superficie de impacto, que para el caso $H = 3,2$ ($z = 40,6\text{mm}$) y para $H = 4,2$ ($z = 53,3\text{mm}$).

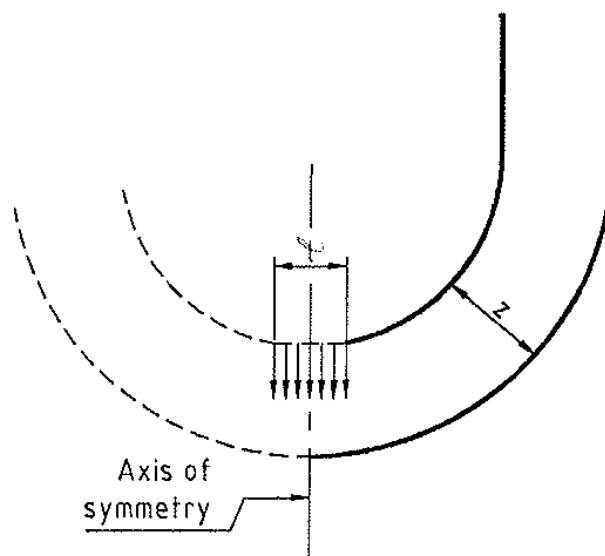


Figura 4.1.1.2.c. Geometría y malla del problema de impacto para $H = 4,2$.



Las mallas mostradas son las utilizadas para el estudio de este fenómeno de transferencia de calor por impacto. En ellas se puede apreciar claramente las zonas donde se tiene un mallado más preciso, las cuales tienen unas celdas de menor tamaño y las zonas donde no es tan importante tener una malla tan precisa y por lo tanto se tienen unas celdas de mayor tamaño.

Las celdas de menor tamaño son las que se encuentran pagadas a las paredes y el tamaño ha sido elegido basado en la teoría de placa plana. Cerca de las paredes, donde se encuentra la capa límite, se ha operado para aproximarnos a un y^+ cercano a la unidad.

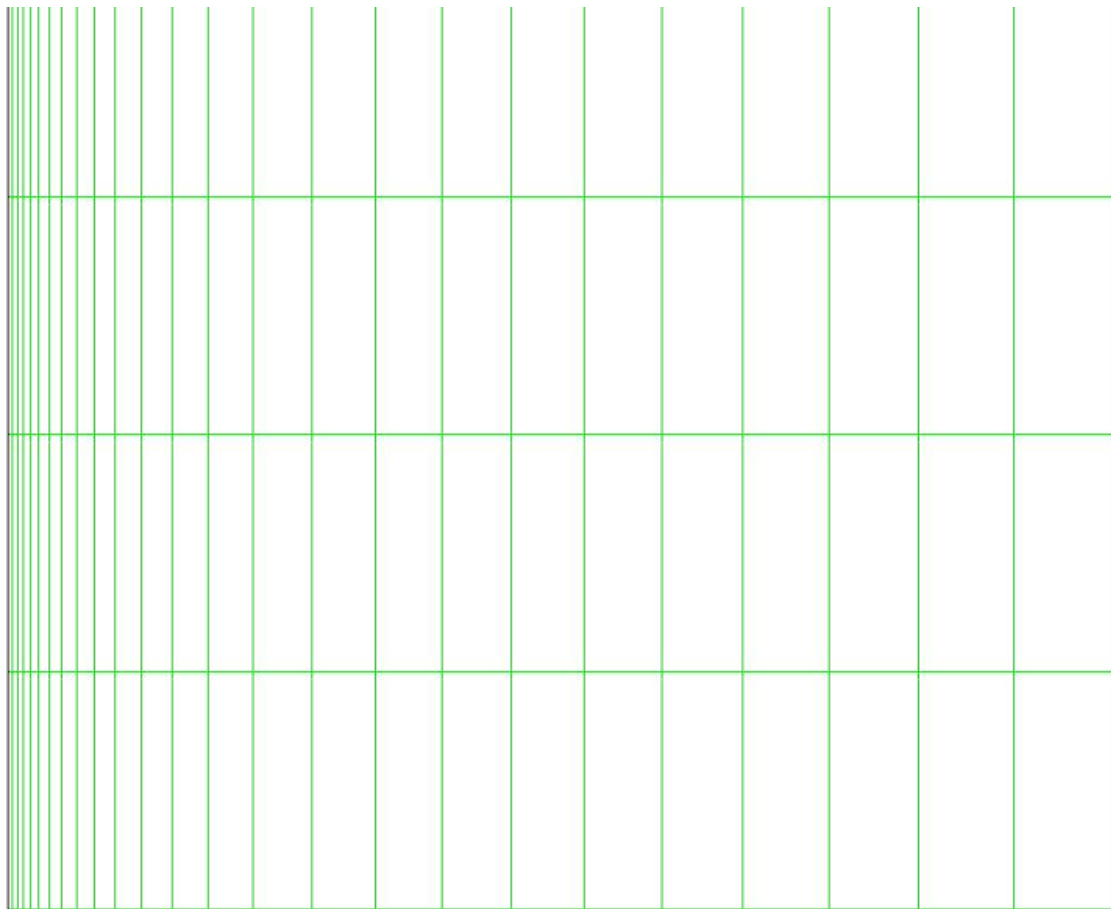


Figura 4.1.1.2.d. Zoom mallado de la geometría.

A la hora de realizar el mallado se tiene en cuenta el caso más desfavorable de todos, por lo que el mallado se realiza teniendo en cuenta el tamaño de la capa límite para el caso con mayor velocidad del fluido, que será cuando se tenga una capa límite de mayor tamaño. Una vez conocido dicho parámetro, teniendo en cuenta el crecimiento del mallado y el tamaño de la primera celda, se puede calcular el número de celdas que se van a colocar en dicha dimensión.



Como se puede apreciar en la figura anterior, donde se muestra un zoom del mallado, se diferencian las zonas con un mallado fino, consiguiendo así una buena precisión de cálculo para la zona, y las zonas con un mallado mayor en el que la precisión de cálculo es menor.

Hay que indicar que el aspect ratio, o lo que es lo mismo, la relación de aspecto de las celdas, se ha limitado a 100 para evitar problemas de convergencia al código.

En este estudio tendremos tanto la zona por donde entra el fluido, como la zona de impacto y las zonas cercanas a las paredes, como zonas con un mallado muy fino, consiguiendo así la precisión requerida.

A continuación se muestra una figura donde podemos ver de forma individual la geometría del problema. En ella se pueden observar las diferentes regiones que componen el problema y nos definen el contorno de la malla. Éstas son la pared exterior; la zona de la curva con mayor radio, la pared interior; compuesta por la parte derecha donde entra el flujo así como la zona de la curva con menor radio, la zona de simetría; que ocupa toda la zona izquierda del contorno, y por último tenemos las regiones de entrada y salida del flujo, en la parte superior izquierda y superior derecha de la figura respectivamente.

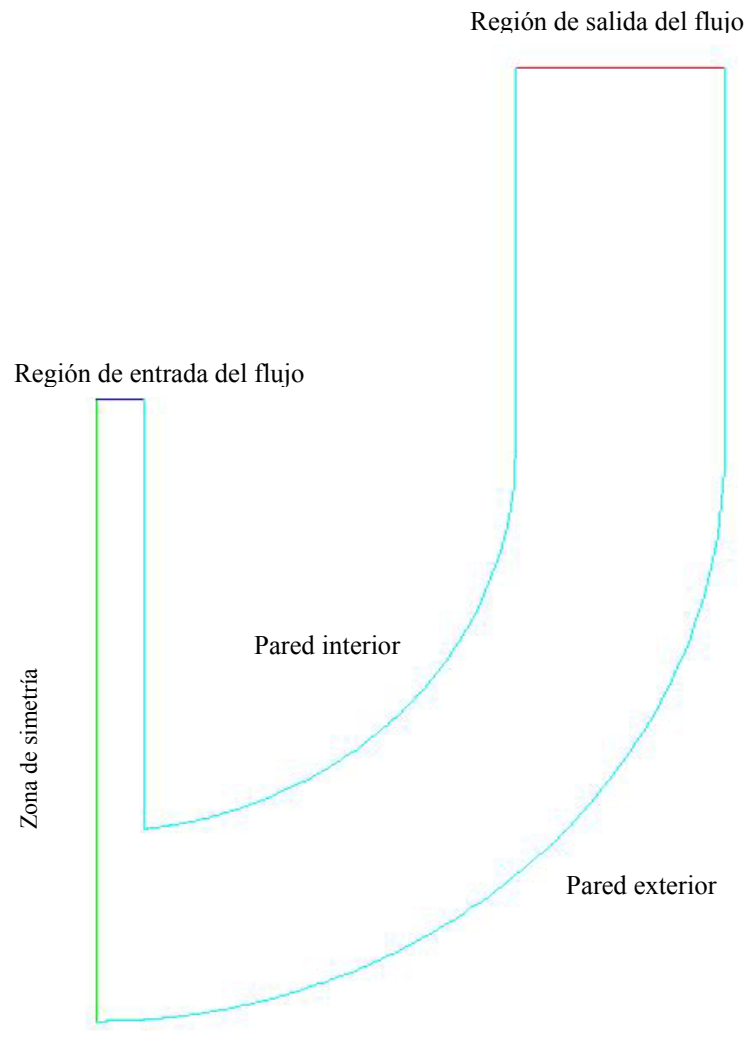


Figura 4.1.1.2.e. Geometría campo de cálculo caso transferencia de calor por impacto.

A cada una de estas fronteras del dominio de cálculo se le ha asignado una condición de contorno:

- Zona de simetría: Se trata del lateral izquierdo de la geometría, es un eje de simetría del problema por lo que en dicha zona no tendremos flujo en dirección del eje x . Por lo tanto impondremos la condición de “symmetry”.
- Región de entrada del flujo: Es la parte superior izquierda de la geometría, impondremos la condición de “pressure inlet” de forma que se definen las condiciones a la entrada del flujo. Dentro de estas condiciones tendremos que indicar la presión (700 kPa) así como la temperatura (294,15K) y las características de la turbulencia, siendo estas últimas la intensidad turbulenta y el diámetro hidráulico.



- Región de salida del flujo: Impondremos la condición de “pressure outlet”, es la parte superior derecha de la geometría, de forma que se definen las condiciones de presión de referencia, indicando también para esta región las características de la turbulencia, al igual que en la región de entrada. Esta frontera fue definida lo suficientemente alejada como para que no provocase influencia o iteración alguna en el comportamiento del fluido.
- Pared exterior: Es la región definida por la frontera de la pared de mayor radio, situada en la parte que completa el inferior de la geometría. Daremos una condición de contorno de tipo “wall” y en ella tendremos que definir que se trata de una superficie estacionaria además de imponer una temperatura de la pared de 335,15K para nuestro estudio.
- Pared interior: Es la región definida por la frontera de la pared con menor radio, situada en la parte que completa la zona superior de la geometría. Se la dará, al igual que en la pared exterior, una condición de contorno de tipo “wall” y en ella también se tendrá que definir que se trata de una superficie estacionaria además de imponer una temperatura de la pared constante de 294,15K para nuestro estudio.

4.1.1.3 Solver de Fluent

A continuación se expone de forma resumida el método de resolución en el software a la hora de hacer el proyecto para estos casos. En este apartado se presenta el método segregado, mientras que en el estudio de transferencia de calor por convección forzada en conductos se mostrará el modelo acoplado.

Models

Model	Settings
Space	2D
Time	Steady
Viscous	k-omega turbulence model
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species Transport	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled



Solver Controls

Equations

Equation	Solved
Flow	yes
Turbulence	yes
Energy	yes

Numerics

Numeric	Enabled
Absolute Velocity Formulation	yes

Relaxation

Variable	Relaxation Factor
Pressure	0.30000001
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.69999999
Turbulent Kinetic Energy	0.80000001
Specific Dissipation Rate	0.80000001
Turbulent Viscosity	1
Energy	1

Linear Solver

Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Reduction Tolerance
Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Specific Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7
Energy	Flexible	0.1	0.7

Pressure-Velocity Coupling

Parameter	Value
Type	SIMPLE



Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Specific Dissipation Rate	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	4.9999999e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	9.9999998e-15
Minimum Spec. Dissipation Rate	9.9999997e-21
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000

Material Properties

Material: air (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	incompressible-ideal-gas	#f
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	1006.43
Thermal Conductivity	w/m-k	user-defined	(conductividad_t)
Viscosity	kg/m-s	sutherland	(1.716e-05 273.10999 110.56)
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
L-J Characteristic Length	angstrom	constant	3.711
L-J Energy Parameter	k	constant	78.6
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Degrees of Freedom		constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m3	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4



4.1.1.4 Presentación de resultados

Para este estudio se van a dividir tanto la presentación de los resultados como la comparación de los mismos en subapartados, uno para cada caso estudiado. Siendo dichos casos los correspondientes a tener un número de Reynolds = 3650 y un número de Reynolds = 8150, para cada una de las dos geometrías estudiadas ($H = 3,2$ y $H = 4,2$).

4.1.1.4.1 Reynolds 3650. $H = 3,2$

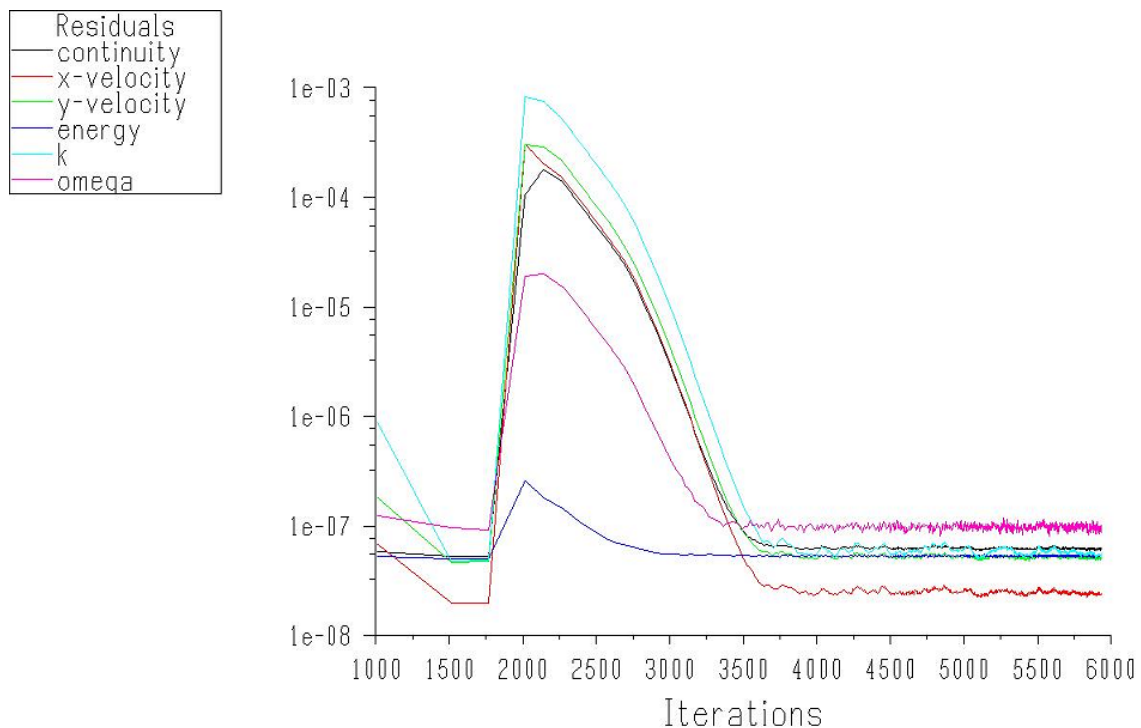


Figura 4.1.1.4.1.a. Caso convergido para $Re = 3650$, $H = 3,2$.

Tras conseguir que el caso converja correctamente y comprobando que los datos que nos da Fluent de los HTC en los puntos requeridos y que la diferencia de flujo másico entre la entrada y la salida son aceptables, obtenemos de Fluent una serie de gráficas.

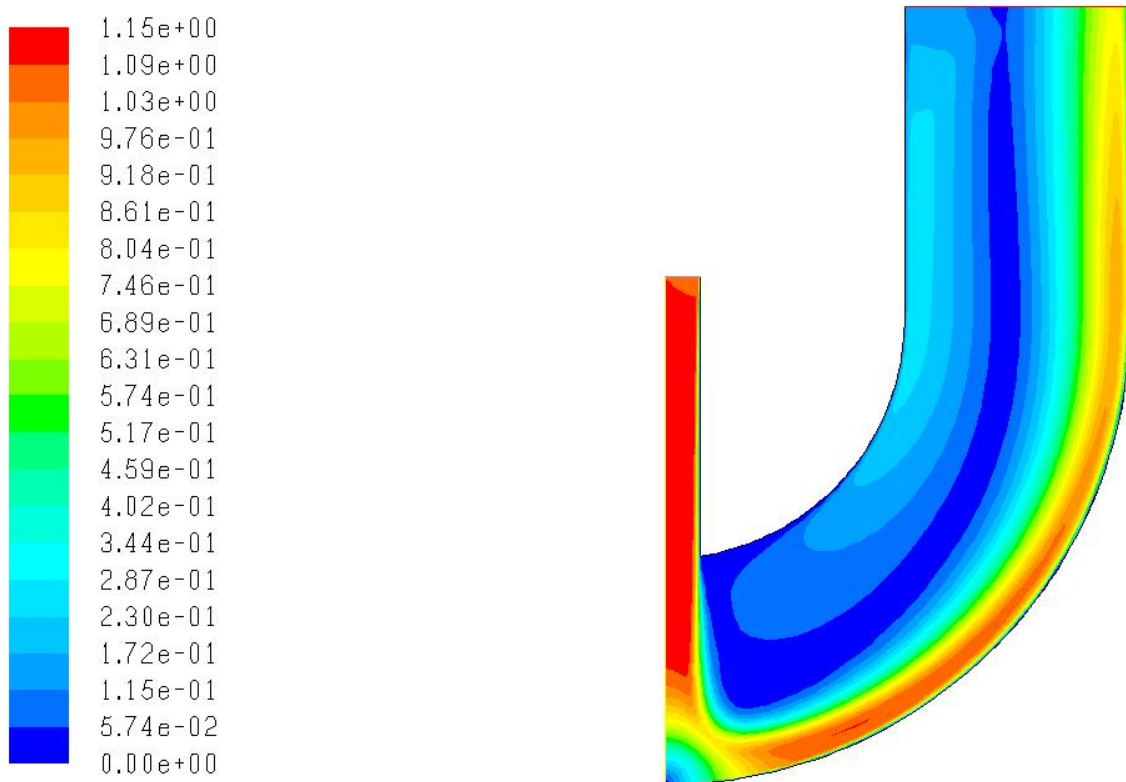
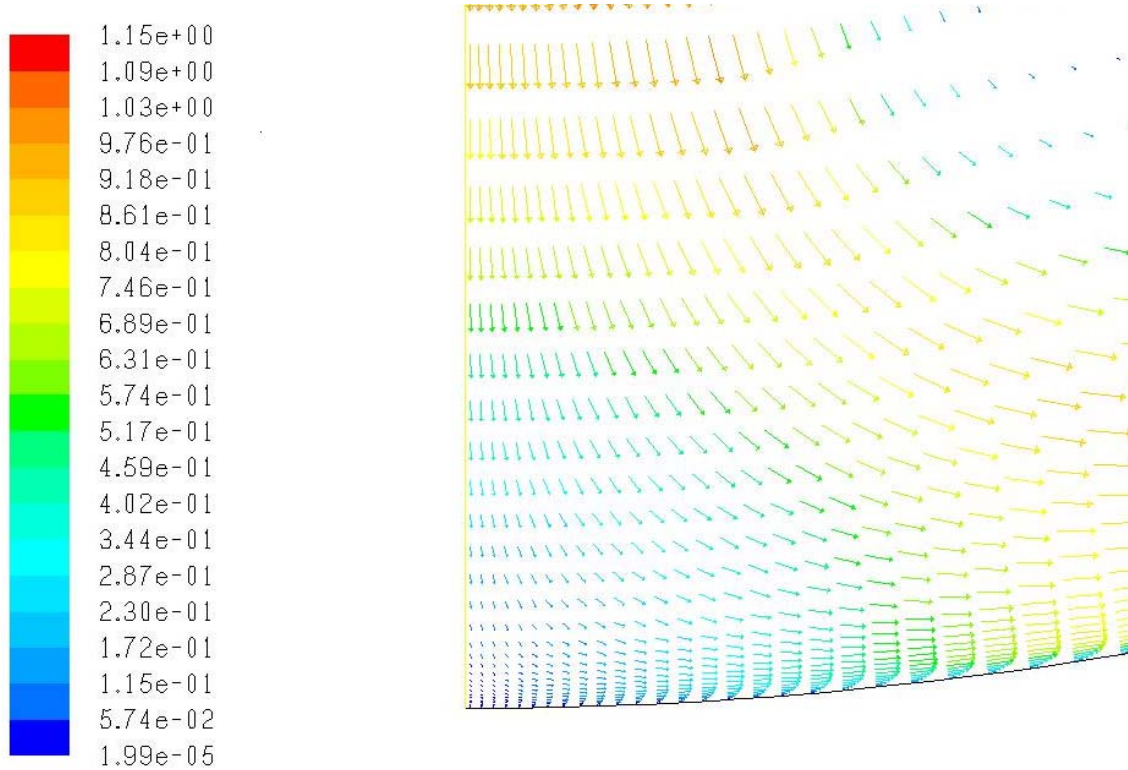


Figura 4.1.1.4.1.b. Contorno de velocidades, $Re = 3650$, $H = 3,2$.

Para este caso se puede mostrar el contorno de velocidades, como se tiene en la figura 4.1.1.f. Se puede apreciar como la máxima velocidad, de valor 1,15 m/s, se obtiene en la zona por donde entra el flujo y en la pared exterior, por donde se desplaza el fluido tras el choque, hacia la salida. En la zona central donde se produce el impacto, se aprecia una región de remanso en la cual se tiene una burbuja de recirculación ya que el flujo que entra se desvía a ambos lados dejando la burbuja en medio. Se observa también otra zona de recirculación, ésta de mucho mayor tamaño, en la parte interior de la curva.

Estas zonas se pueden apreciar, tal y como se observa en las figuras siguientes, con un zoom del vector de velocidades. Como se muestra para el lado derecho estudiado, el fluido genera una curva antes de llegar a impactar con la pared, dirigiéndose hacia la región de salida, mientras que en la zona de simetría se tiene un flujo de mucha menor velocidad. Al igual sucede en la otra parte del problema, al ser simétrico el flujo antes de impactar con la pared genera una curva en dirección a la salida por el lado izquierdo.



4.1.1.4.1.c. Zoom vector de velocidades zona de impacto, $Re = 3650$, $H = 3,2$.

Mientras, para la zona de la curva, la recirculación es producida porque se genera un momento en el flujo, al ir el fluido a una mayor velocidad hacia la salida por el lado más exterior, lo cual tiene como consecuencia un movimiento del fluido situado en la parte interior hacia la zona inferior. Todo esto se aprecia mucho mejor en la figura siguiente.

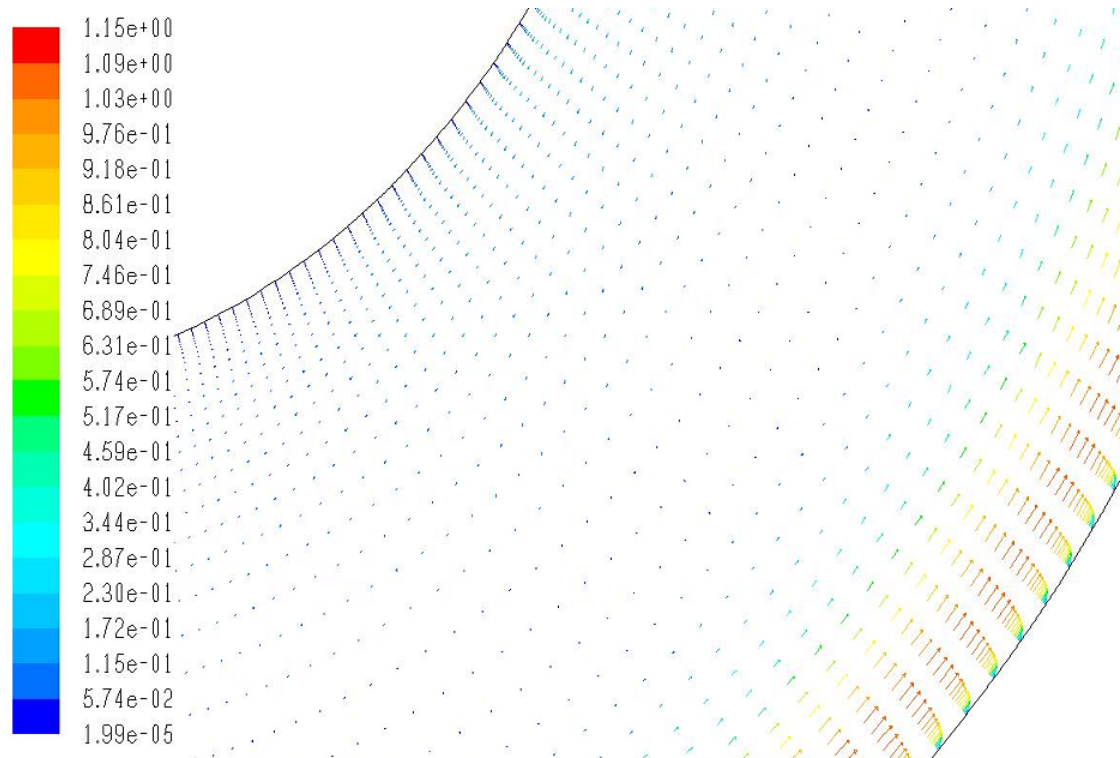


Figura 4.1.1.4.1.d. Zoom vector de velocidades zona de la curva, $Re = 3650$, $H = 3,2$.

Por otra parte, se puede apreciar el fenómeno de capa límite que se tiene en la pared interior en la zona por donde entra el fluido, tal y como se muestra en la figura siguiente.

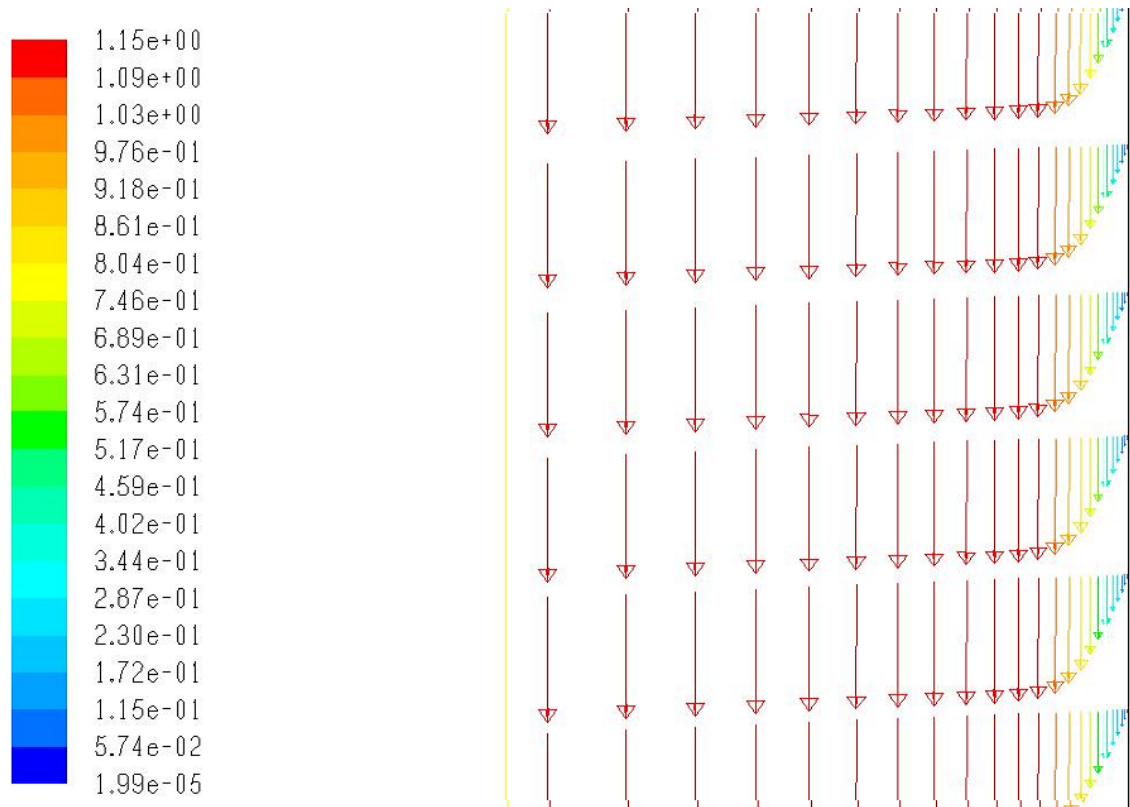


Figura 4.1.1.4.1.e. Zoom vector de velocidades capa límite entrada, $Re = 3650$, $H = 3,2$.



4.1.1.4.2 Reynolds 3650. H = 4,2

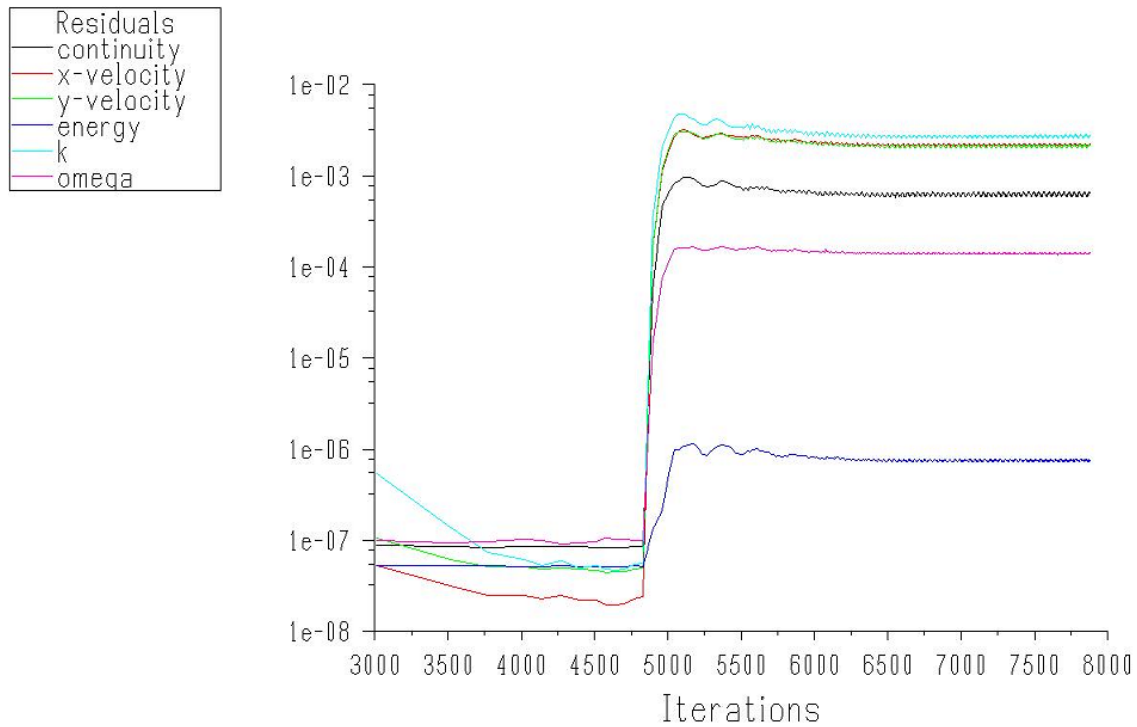


Figura 4.1.1.4.2.a. Caso convergido para $Re = 3650$, $H = 4,2$.

Al igual que se tenía para el caso anteriormente mostrado, ahora, para la segunda de las geometrías, podemos igualmente mostrar el contorno de velocidades, el cual nos muestra una zona de remanso y una recirculación del fluido en las mismas zonas que se mostraban, aunque diferente, debido a que se alcanzan velocidades ligeramente superiores pero a su vez la zona de entrada es más corta que en el caso anterior.

A continuación se muestra del mismo modo el contorno de velocidades así como los vectores de velocidades en las zonas críticas del caso.

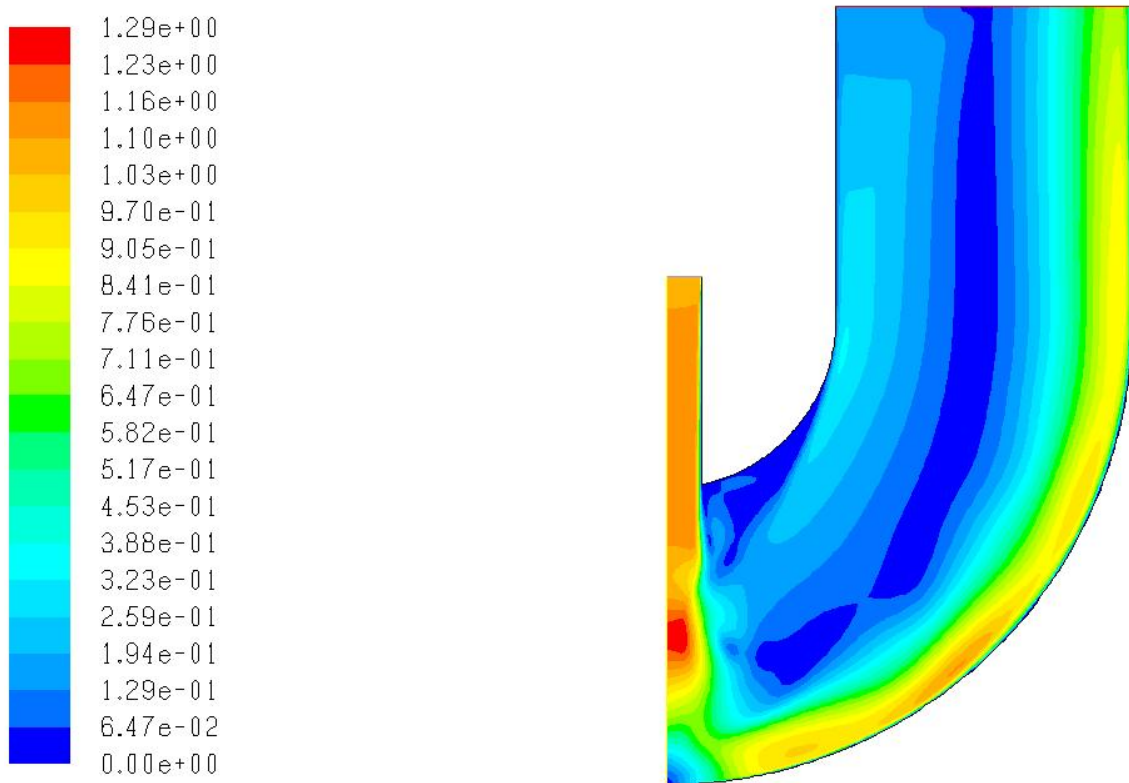


Figura 4.1.1.4.2.b. Contorno de velocidades, $Re = 3650$, $H = 4,2$.

La velocidad máxima es de 1,29 m/s, pero la gráfica no nos muestra un caso físicamente correcto. Aunque el caso está convergido según los criterios fijados, la velocidad máxima no se alcanza en la zona del conducto de entrada donde el área que encierra al fluido es menor sino que se obtiene donde acaba la zona de entrada y el área aumenta. Como en esa zona el área por la que puede moverse el fluido es mayor, la velocidad debería ser menor.

El resto de gráficas nos muestran los vectores de velocidades detallados de las zonas críticas del caso.

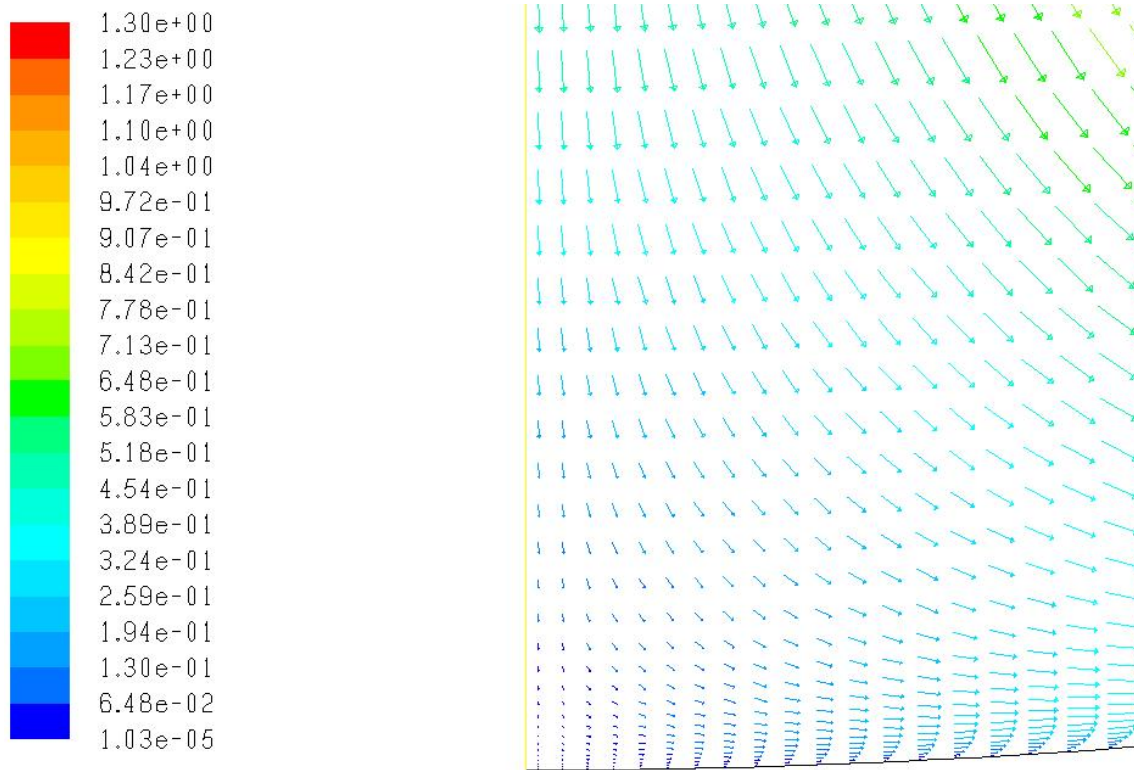


Figura 4.1.1.4.2.c. Zoom vector de velocidades zona de impacto, $Re = 3650$, $H = 4,2$.

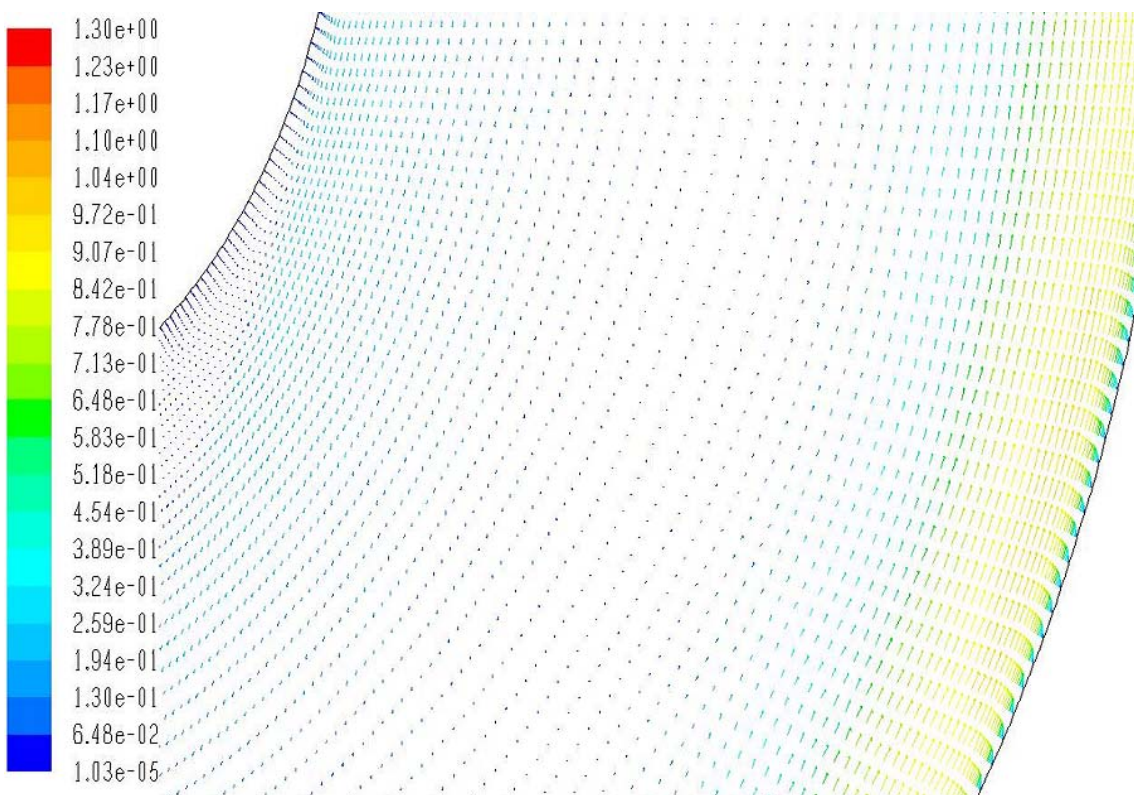


Figura 4.1.1.4.2.d. Zoom vector de velocidades zona de la curva, $Re = 3650$, $H = 4,2$.

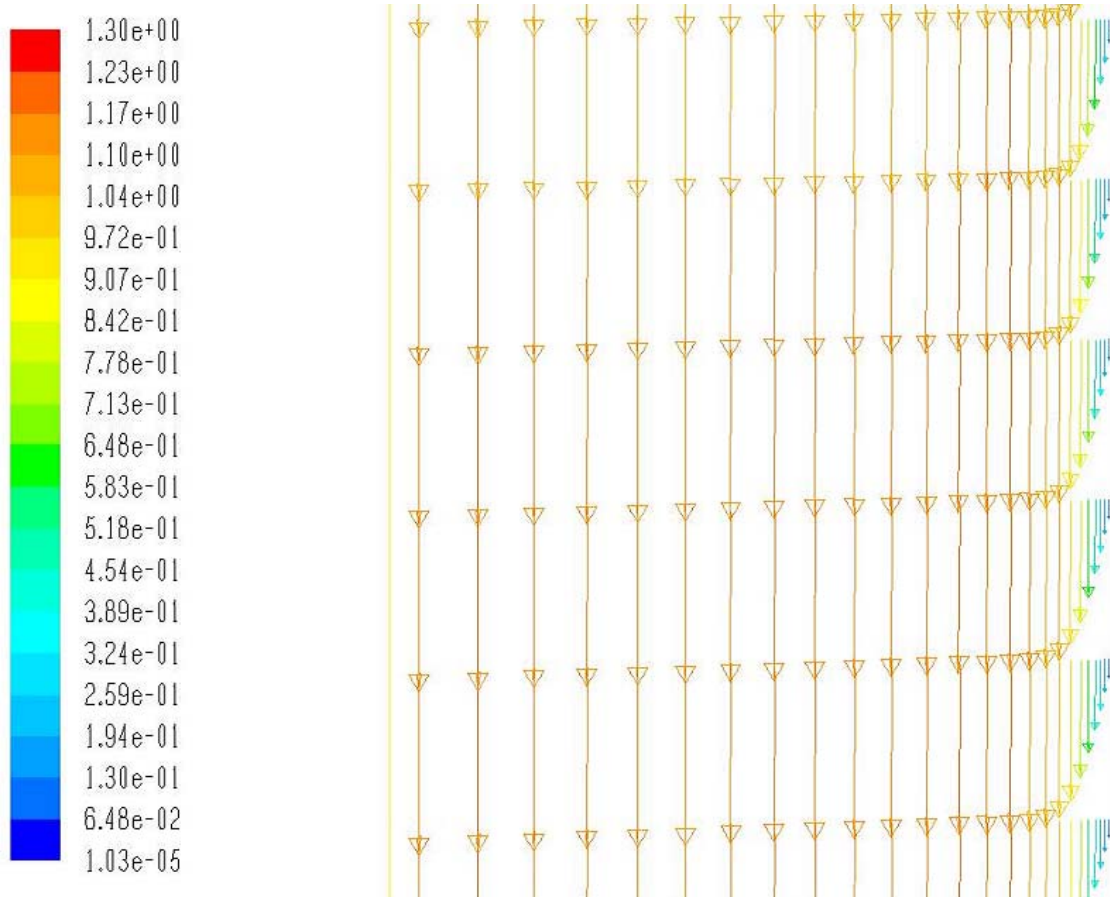


Figura 4.1.1.4.2.e. Zoom vector de velocidades capa límite entrada, $Re = 3650$, $H = 4,2$.



4.1.1.4.3 Reynolds 8150. H = 3,2

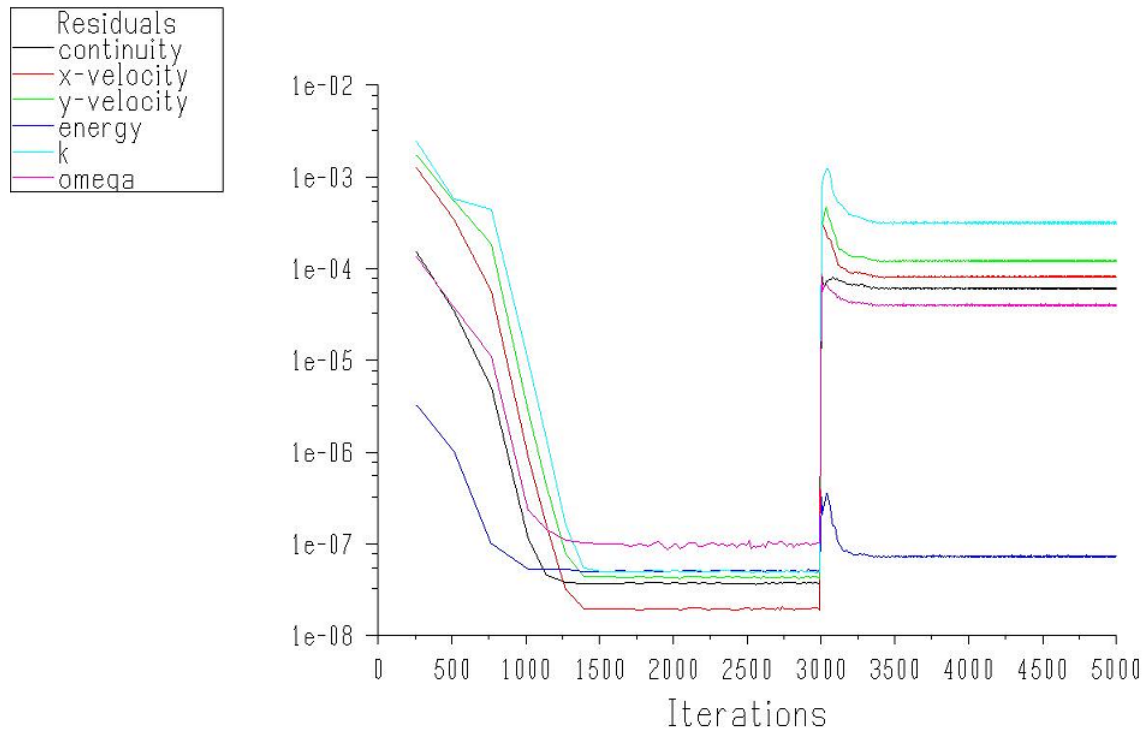


Figura 4.1.1.4.3.a. Caso convergido para $Re = 8150$, $H = 3,2$.

Al igual que en los casos anteriores procederemos a mostrar el contorno de velocidades y los vectores de velocidades en las zonas críticas, en este caso para la primera de las geometrías y con un Reynolds = 8150, observando que la velocidad máxima alcanzada es de 1,98 m/s y al ser la misma geometría que en el primero de los casos estudiados, las gráficas y conclusiones que obtenemos de ellas son similares.

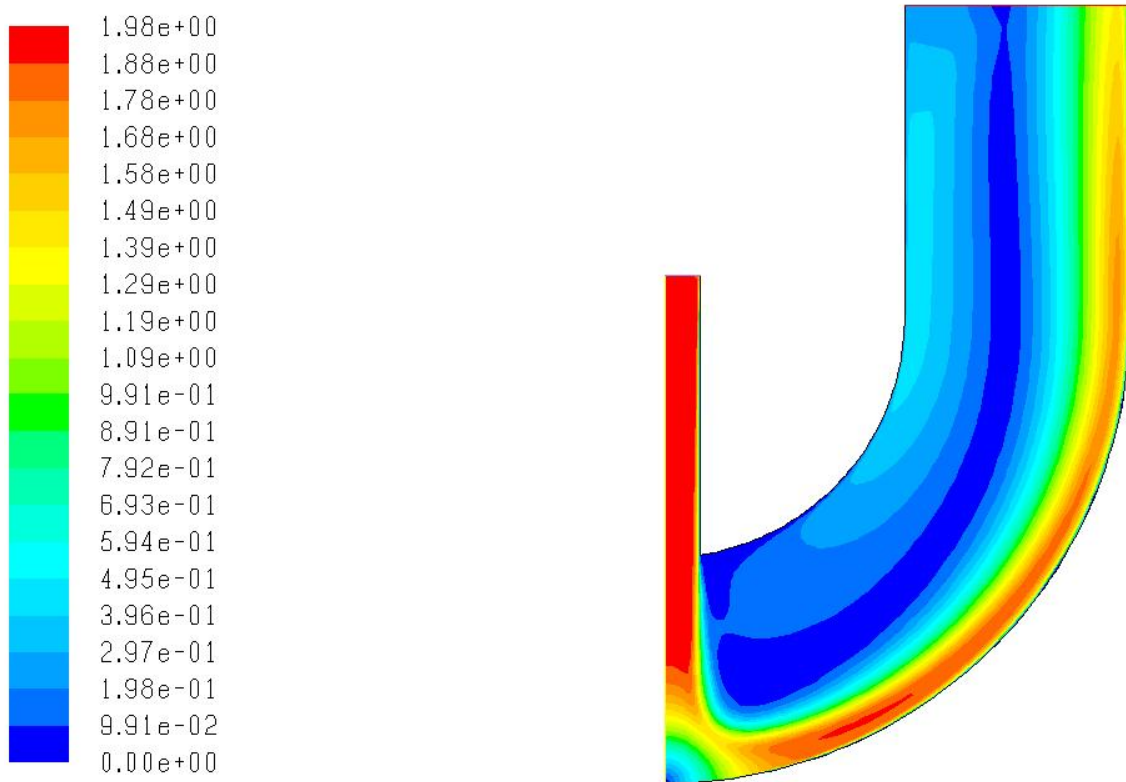


Figura 4.1.1.4.3.b. Contorno de velocidades, $Re = 8150$, $H = 3,2$.

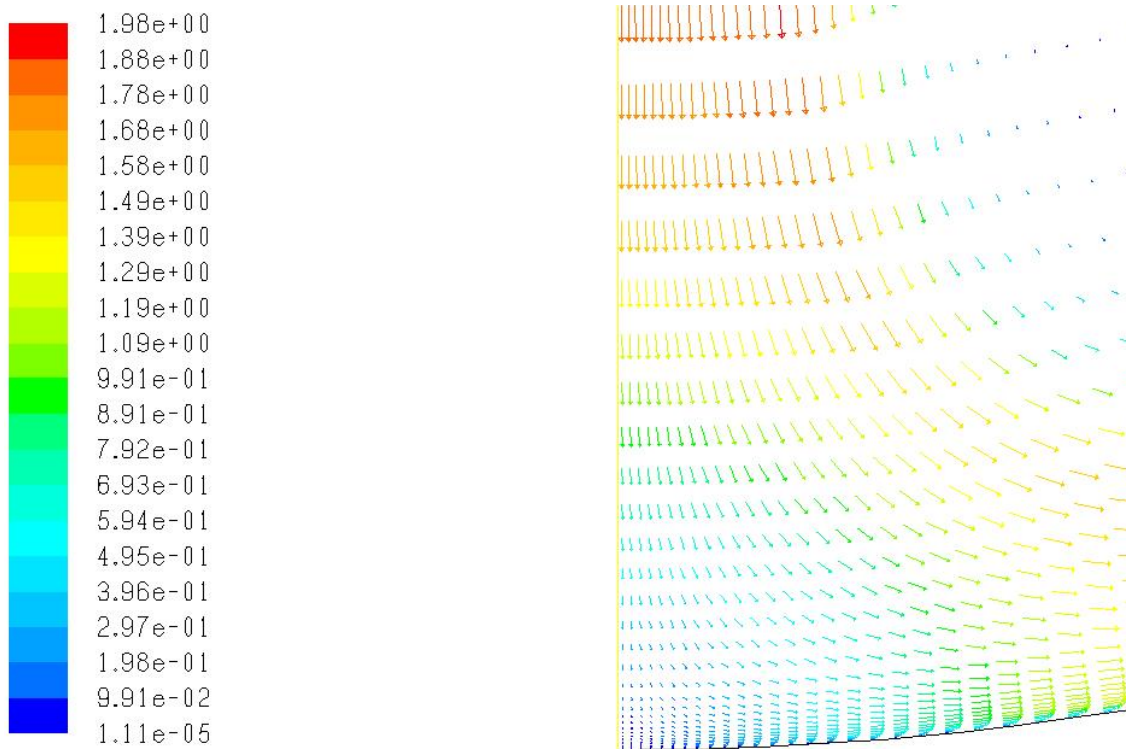


Figura 4.1.1.4.3.c. Zoom vector de velocidades zona de impacto, $Re = 8150$, $H = 3,2$.

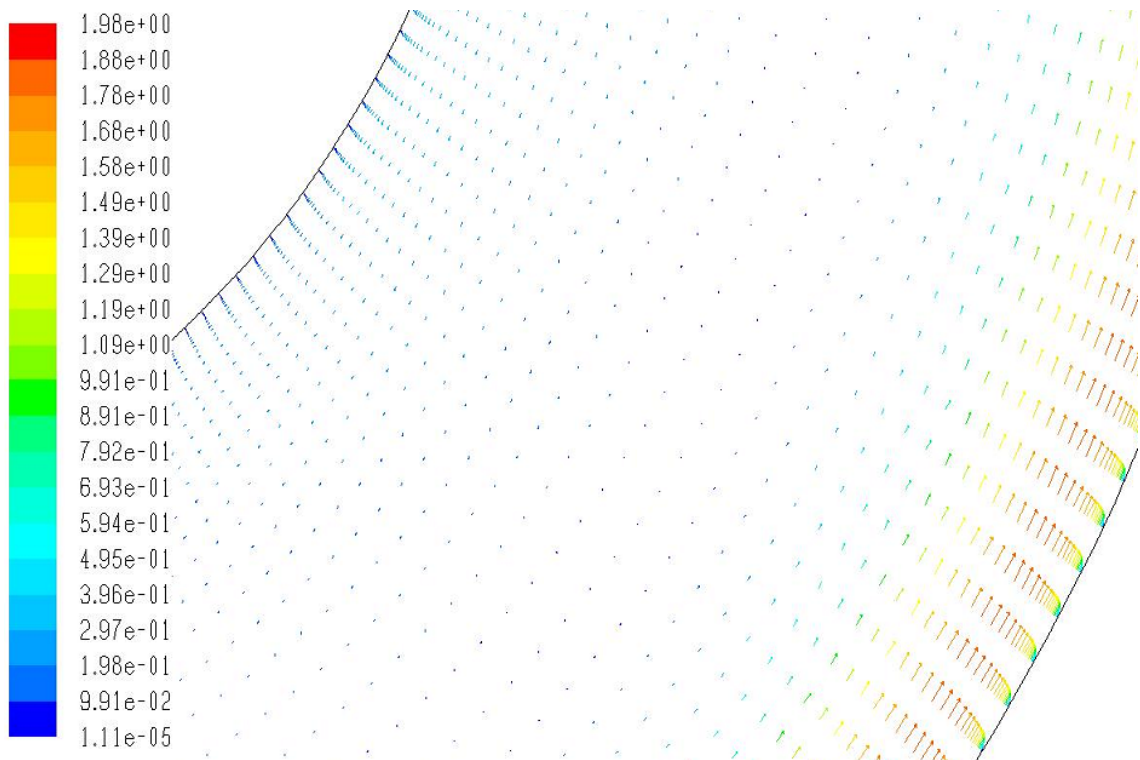


Figura 4.1.1.4.3.d. Zoom vector de velocidades zona de la curva, $Re = 8150$, $H = 3,2$.

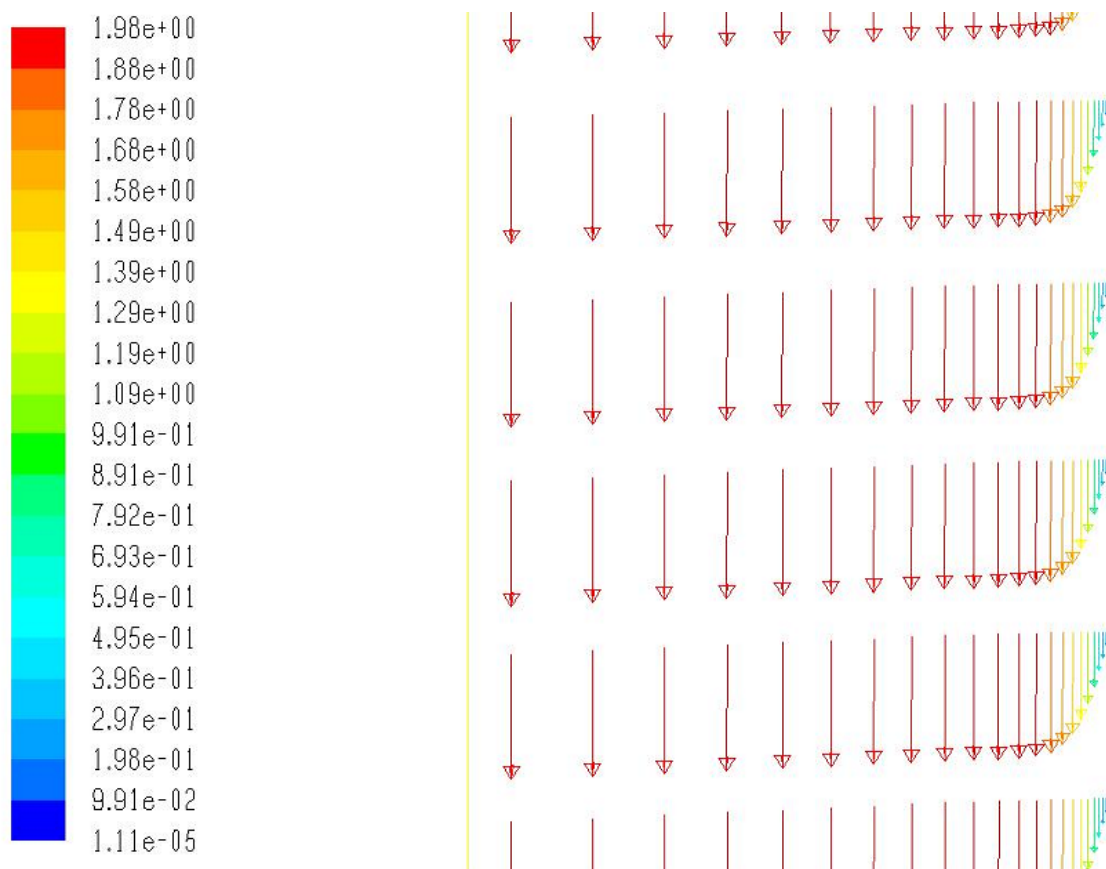


Figura 4.1.1.4.3.e. Zoom vector de velocidades capa límite entrada, $Re = 8150$, $H = 3,2$.



4.1.1.4.4 Reynolds 8150. $H = 4,2$

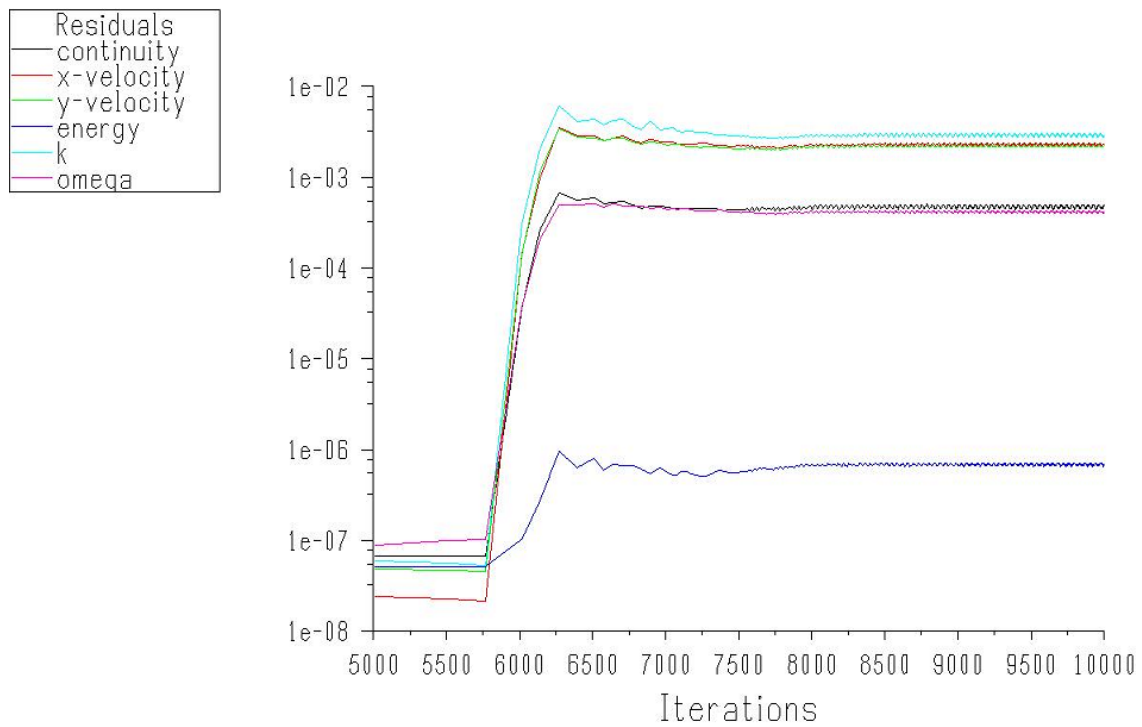


Figura 4.1.1.4.4.a. Caso convergido para $Re = 3650$, $H = 4,2$.

En este caso al ser la geometría como el segundo de los casos estudiados, encontramos el mismo problema con la velocidad máxima y aunque también está el caso bien convergido, la solución física no es la correcta. En este caso la velocidad máxima alcanzada es la mayor de todas, 2,25 m/s.

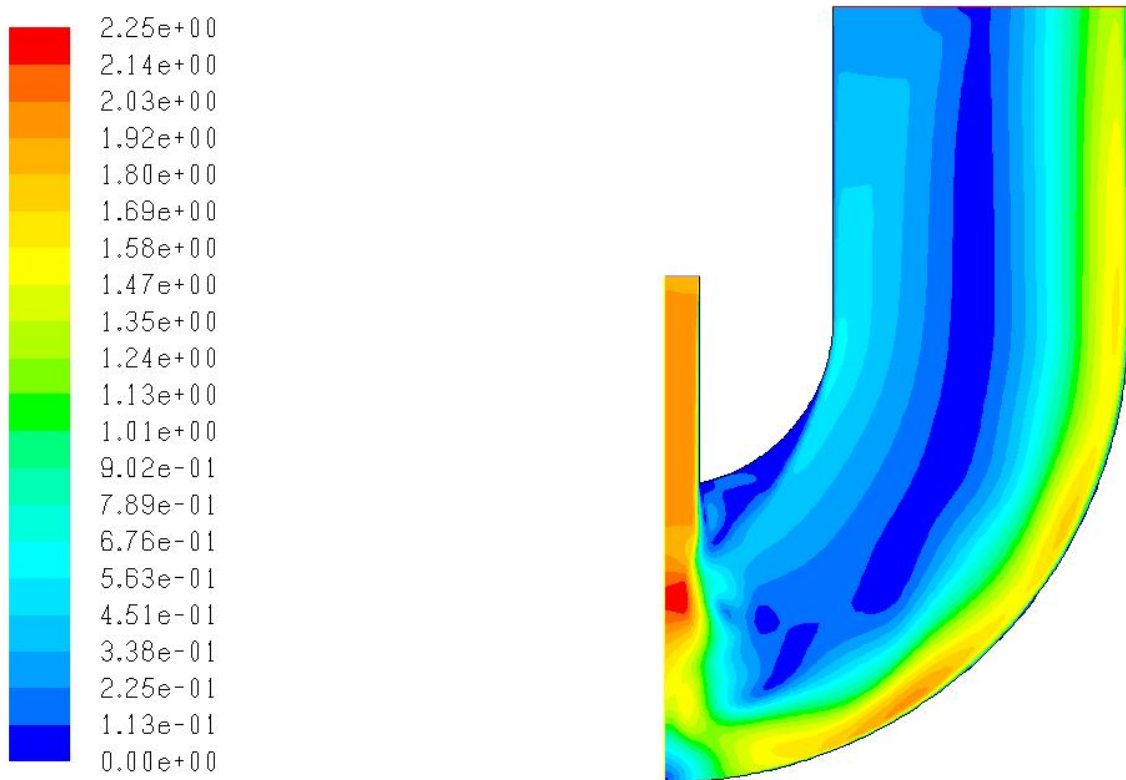


Figura 4.1.1.4.4.b. Contorno de velocidades, $Re = 8150$, $H = 4,2$.

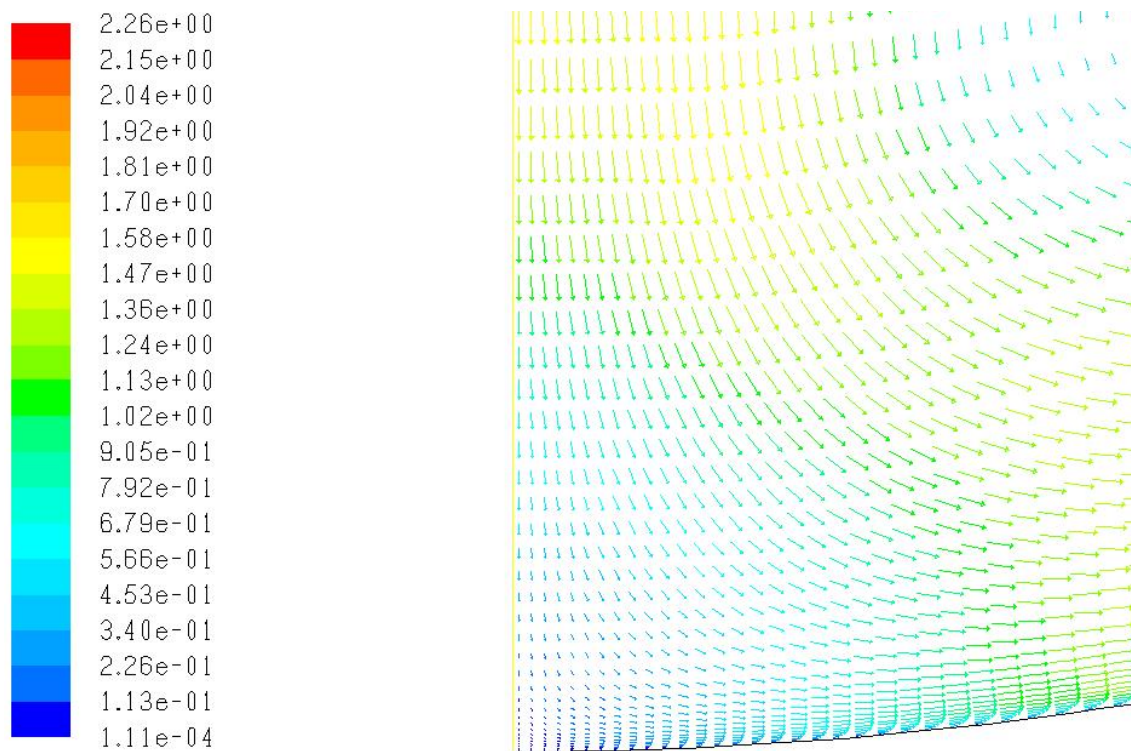


Figura 4.1.1.4.4.c. Zoom vector de velocidades zona de impacto, $Re = 8150$, $H = 4,2$.



Figura 4.1.1.4.4.d. Zoom vector de velocidades zona de la curva, $Re = 8150$, $H = 4,2$.

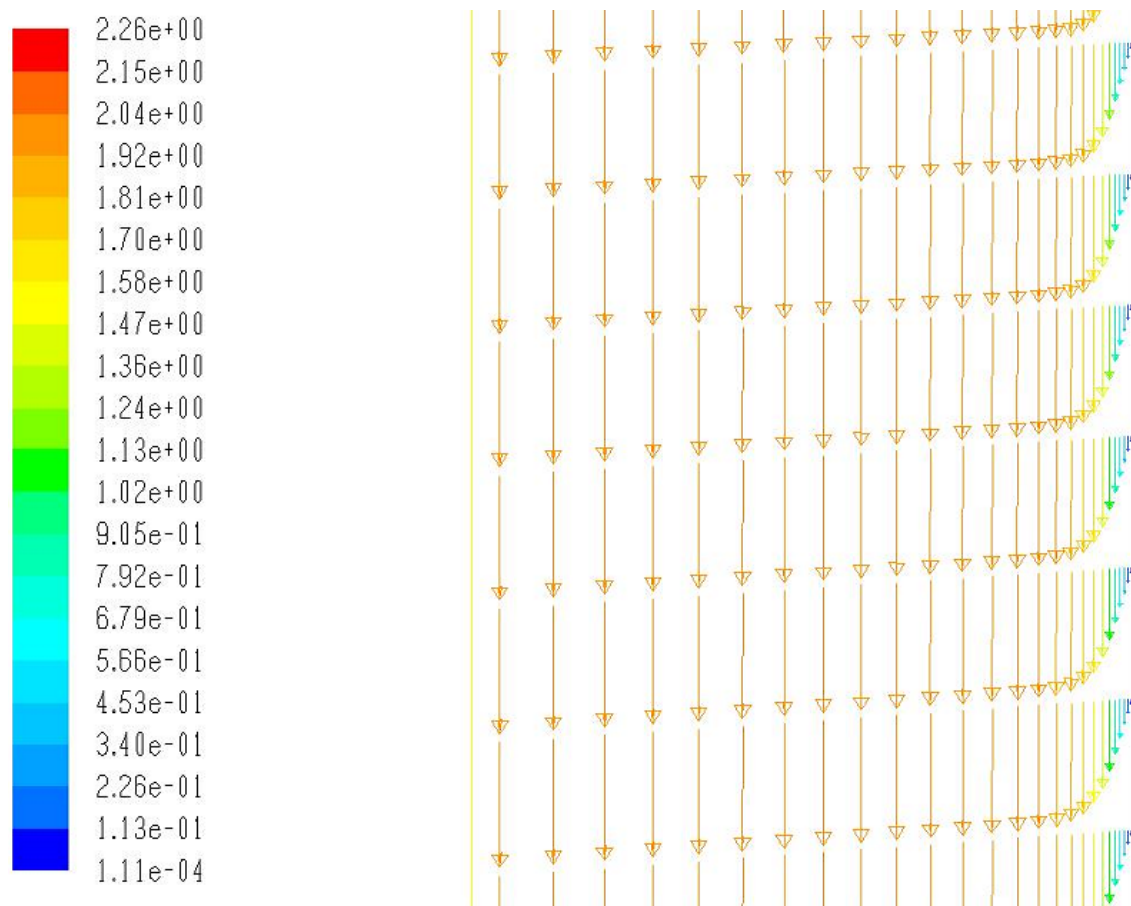


Figura 4.1.1.4.4.e. Zoom vector de velocidades capa límite entrada, $Re = 8150$, $H = 4,2$.

Para solucionar el problema con los casos en los que no obtenemos una solución físicamente correcta, y tras consultar con el personal de Fluent, nos dieron como solución cambiar algunos parámetros del caso. Así, se cambió el modelo turbulento, con lo que en vez del modelo k-omega SST, utilizamos el modelo k-epsilon Realizable. Con este cambio obtuvimos un caso físicamente correcto como se muestra en la siguiente figura.

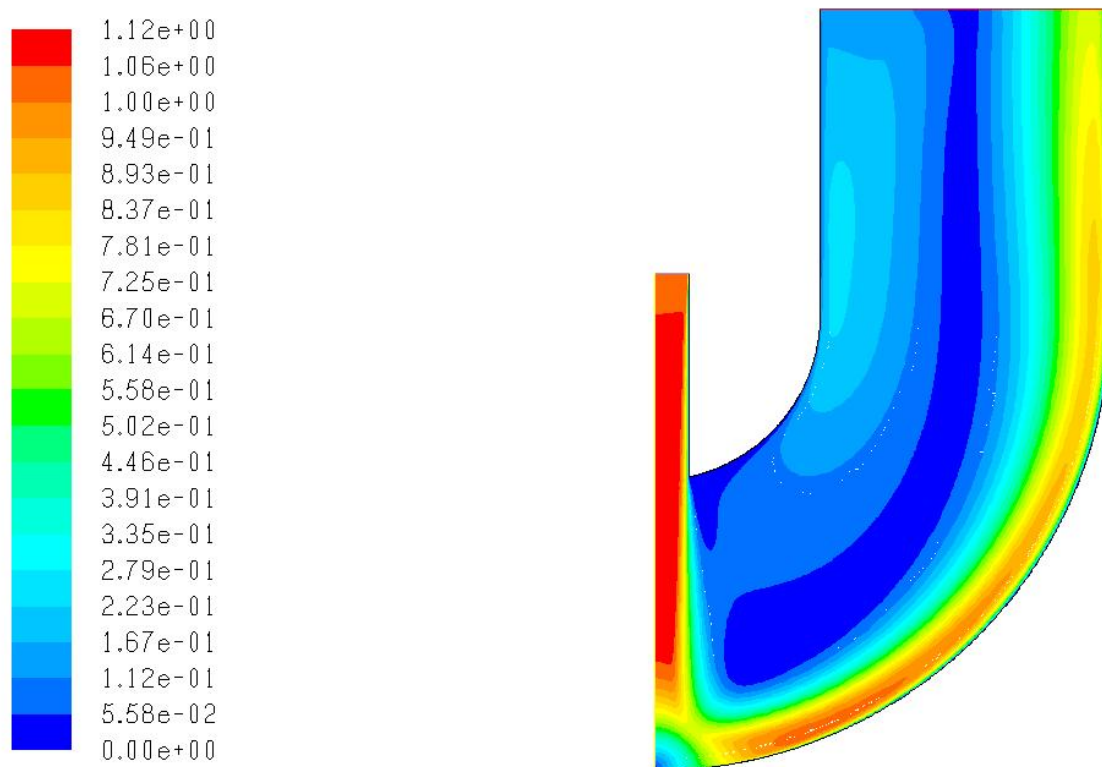


Figura 4.1.1.4.4.f. Contorno de velocidades, $Re = 8150$, $H = 4,2$ del modelo k-epsilon.

Pero para este nuevo modelo turbulento, aunque obtuvimos un caso físicamente correcto, al estudiar la transferencia de calor en la pared a través del número de Nusselt, nos dimos cuenta del gran error que se cometía respecto a los valores experimentales. Este error se debe a que para el buen funcionamiento del modelo k-omega, necesitábamos una malla muy fina en las paredes, con un y^+ cercano a la unidad, pero para el modelo k-epsilon, la malla en las paredes tiene que ser mucho más basta, con lo que no obtuvimos buenos resultados.

En la siguiente gráfica se muestra el contorno de temperaturas de los casos estudiados ya que en todos, las condiciones de contorno, de las que depende la temperatura, no varían y se obtiene siempre la misma gráfica. En ella apreciamos como la capa térmica va aumentando con la distancia a la zona de impacto.

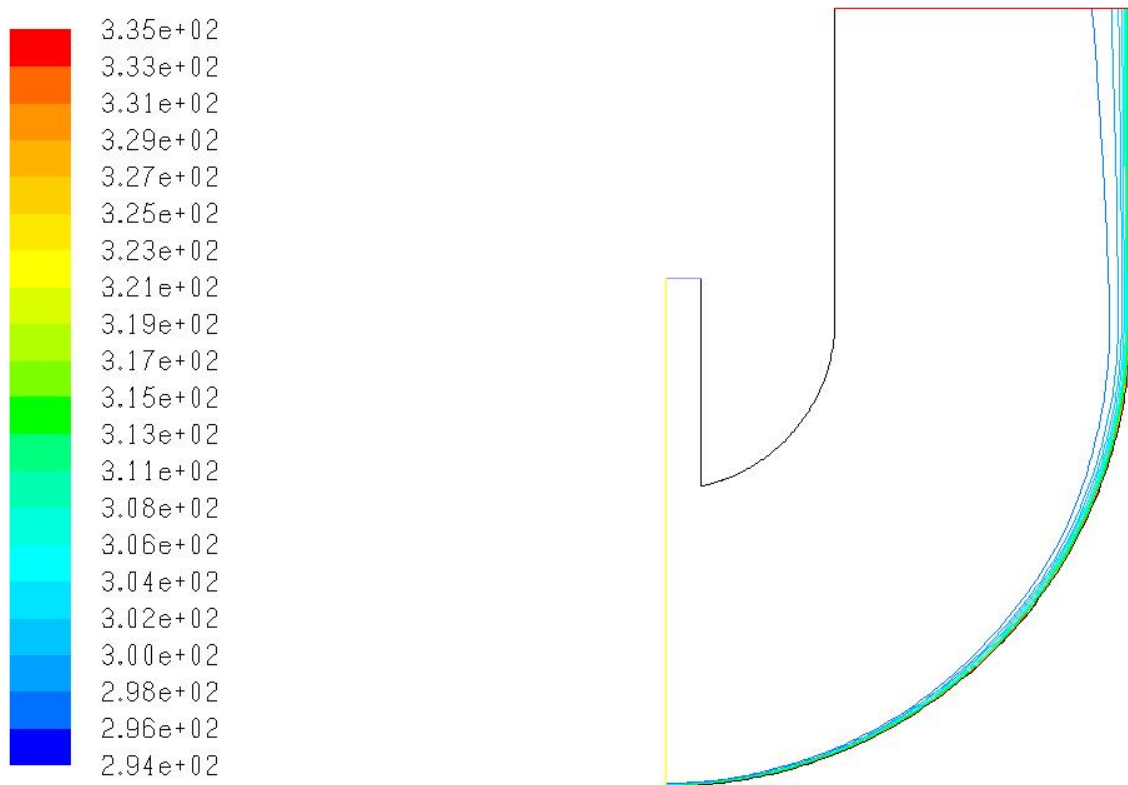


Figura 4.1.1.4.4.g. Contorno de temperaturas.

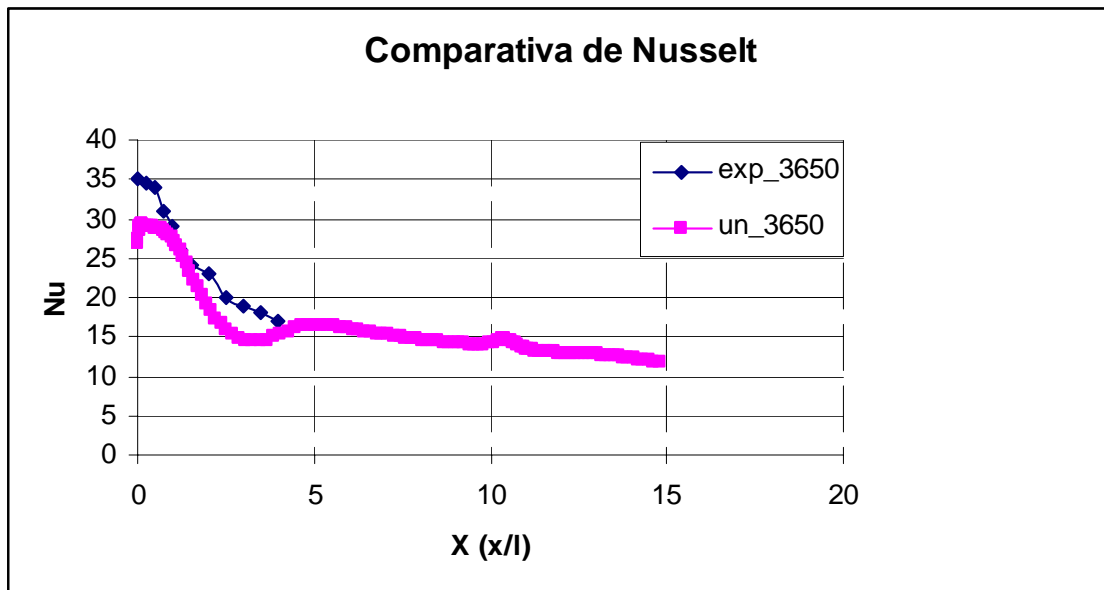
4.1.1.5 Comparación de resultados

Este apartado, al igual que el anterior, se divide en subapartados, uno para cada caso estudiado, y en ellos se hace una pequeña comparativa entre los números de Nusselt que se obtienen con el software empleado en la pared exterior, con los que se obtienen de forma experimental según la bibliografía [3].

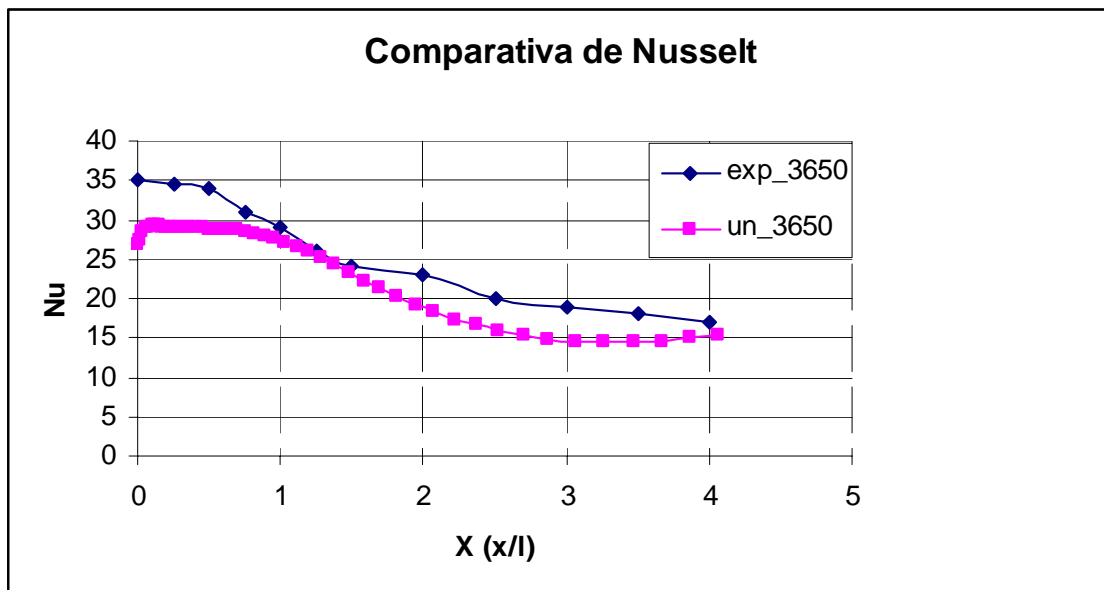
Para todos los casos se muestran dos gráficas, una en la que se comparan todos nuestros datos que nos ofrece Fluent, con los datos experimentales que obtenemos de forma experimental de la bibliografía, mientras que la otra gráfica sólo hemos cogido de Fluent los datos correspondientes a los que tenemos de forma experimental, obteniendo una comparación más precisa para ese rango de datos.



4.1.1.5.1 Reynolds 3650. $H = 3,2$



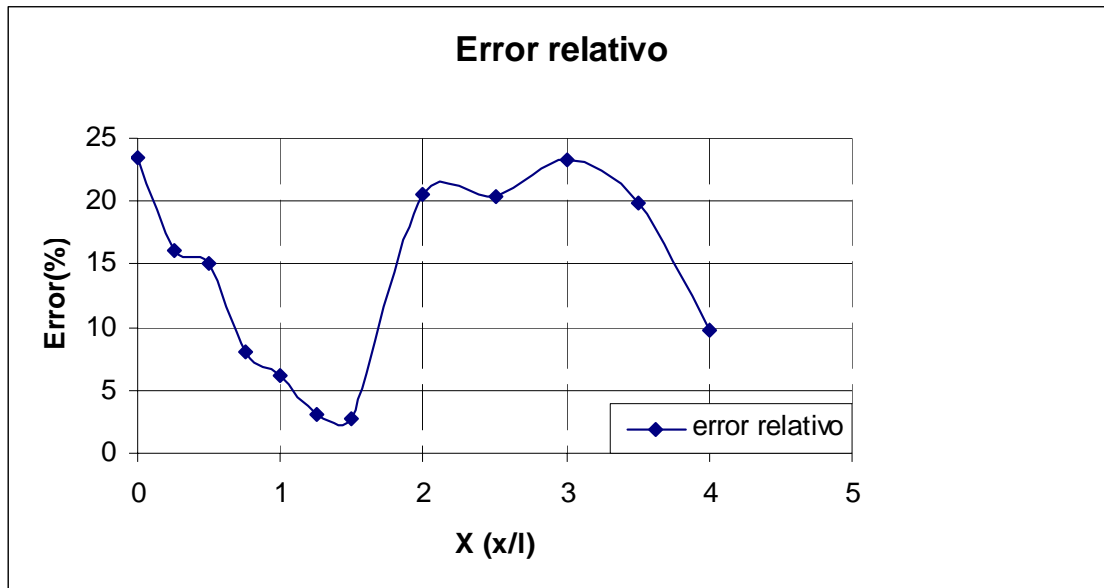
Gráfica 4.1.1.5.1.a. Comparativa Nusselt pared exterior, $Re = 3650$, $H = 3,2$.



Gráfica 4.1.1.5.1.b. Detalle comparativa pared exterior, $Re = 3650$, $H = 3,2$.



Para todos los casos hemos realizado una gráfica del error relativo que cometemos en cada valor de los datos experimentales que tenemos de la bibliografía. Como se aprecia en todas ellas los errores no son muy significativos, aunque se ve claramente como en la zona de impacto, es decir, los primeros centímetros de la pared exterior, que es donde tenemos una burbuja de recirculación, se producen los errores más significativos, debido a que en esa zona Fluent no simula de manera correcta el flujo. En las gráficas de las comparativas del Nusselt también se puede apreciar este error.

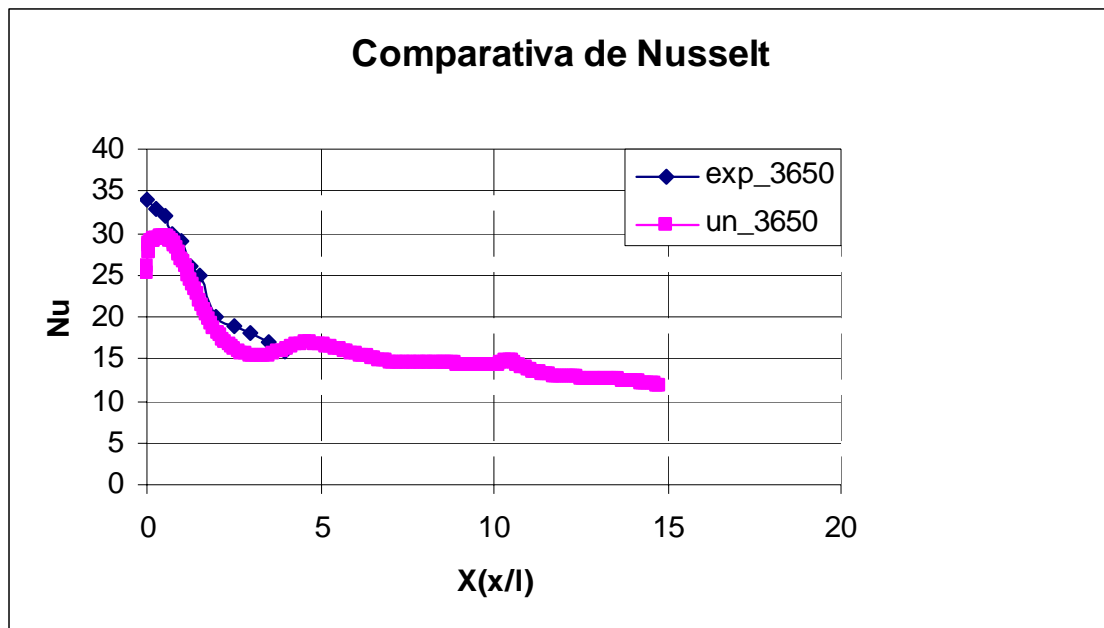


Gráfica 4.1.1.5.1.c. Error relativo en la comparativa Nusselt , $Re = 3650$, $H = 3,2$.

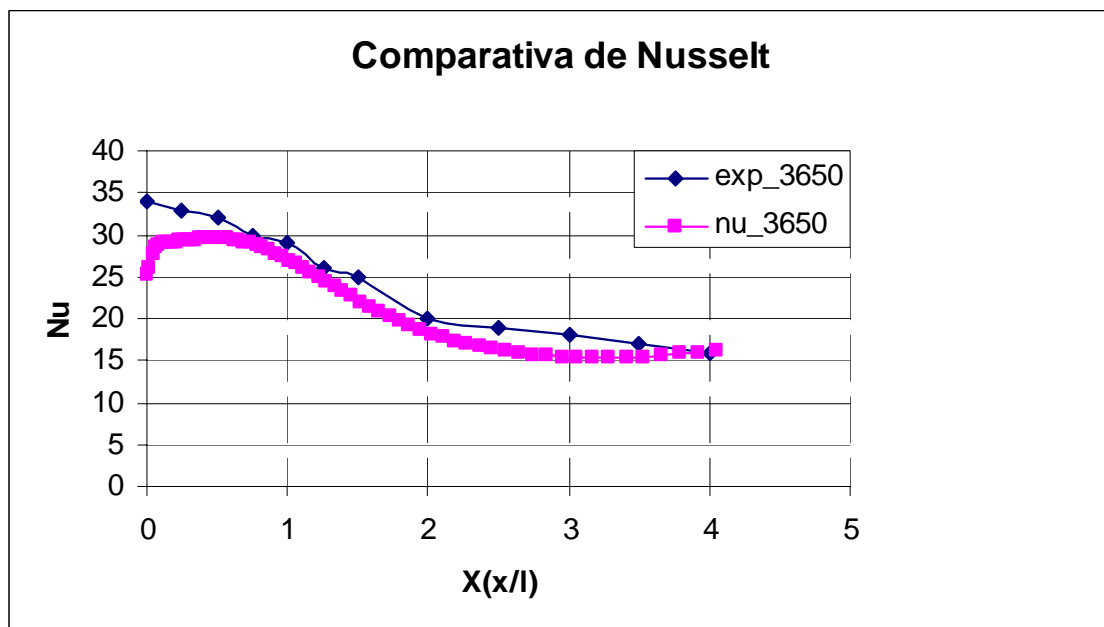
El error relativo medio cometido en este caso es del 14,0%, mientras que el error máximo es de 23,4%.



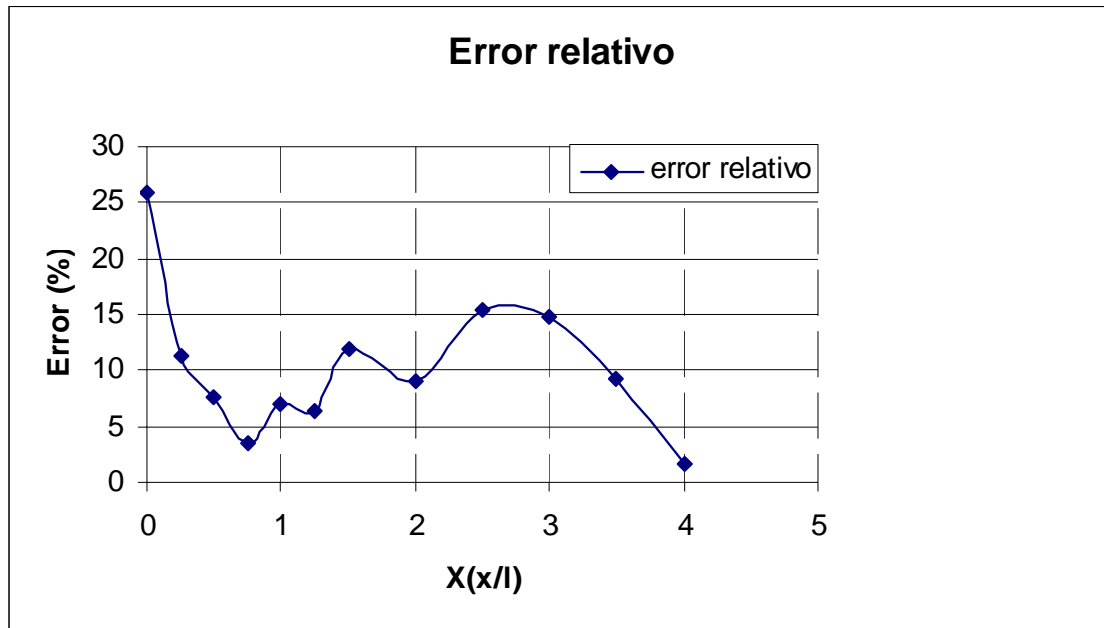
4.1.1.5.2 Reynolds 3650. $H = 4,2$



Gráfica 4.1.1.5.2.a. Comparativa Nusselt pared exterior, $Re = 3650$, $H = 4,2$.



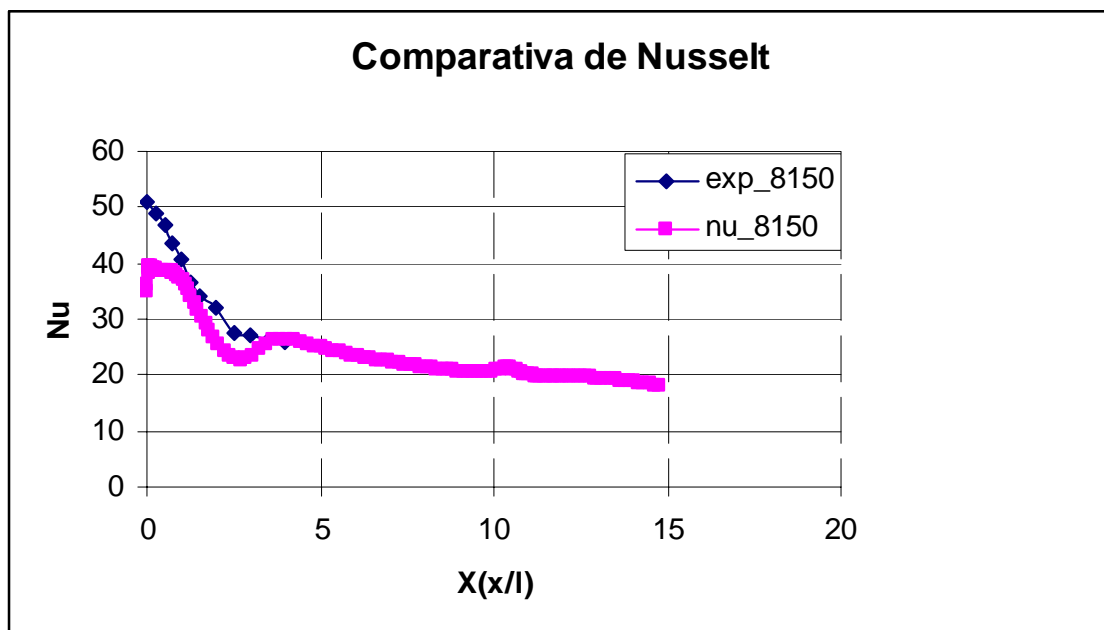
Gráfica 4.1.1.5.2.b. Detalle comparativa pared exterior, $Re = 3650$, $H = 4,2$.



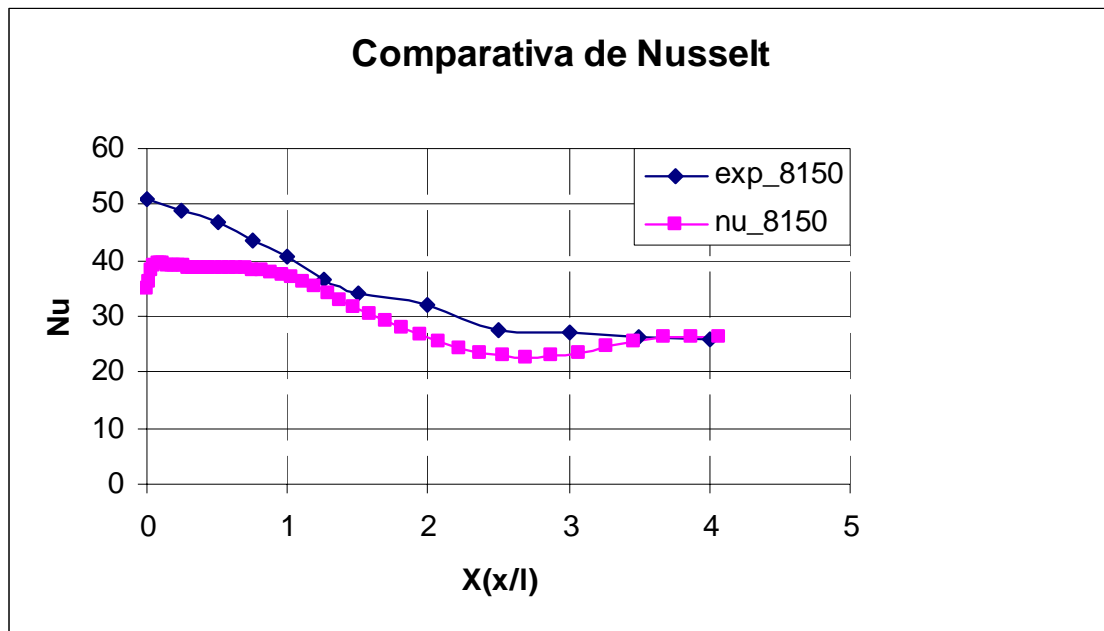
Gráfica 4.1.1.5.2.c. Error relativo en la comparativa Nusselt , $Re = 3650$, $H = 4,2$.

Para este caso el error relativo medio cometido es del 10,3%, mientras que el error máximo es del 25,9%.

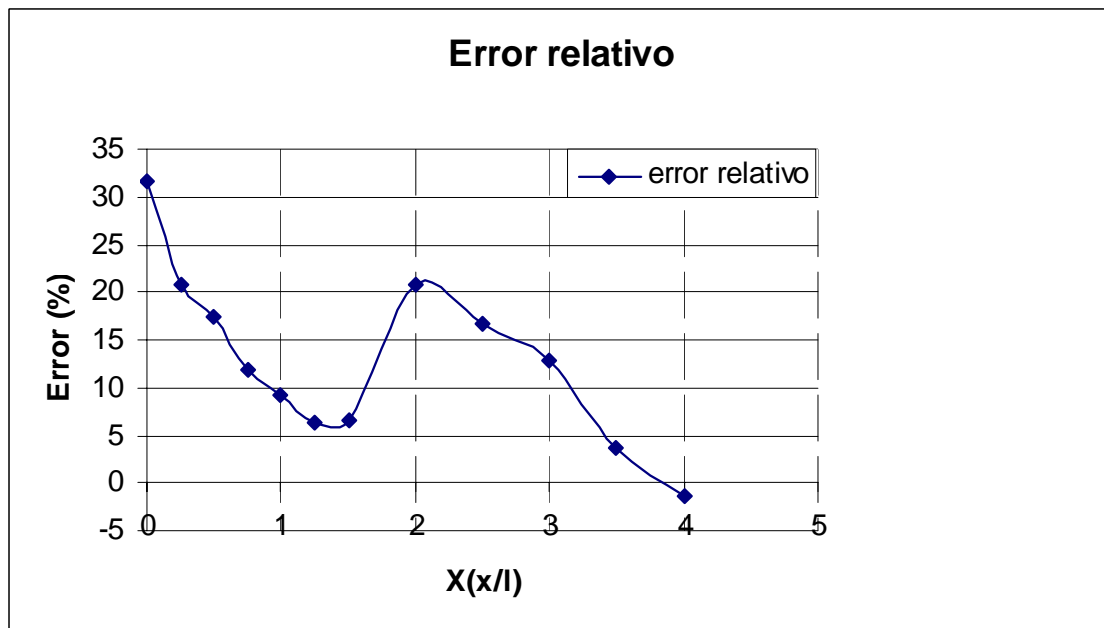
4.1.1.5.3 Reynolds 8150. $H = 3,2$



Gráfica 4.1.1.5.3.a. Comparativa Nusselt pared exterior, $Re = 8150$, $H = 3,2$.



Gráfica 4.1.1.5.3.b. Detalle comparativa pared exterior, $Re = 8150$, $H = 3,2$.

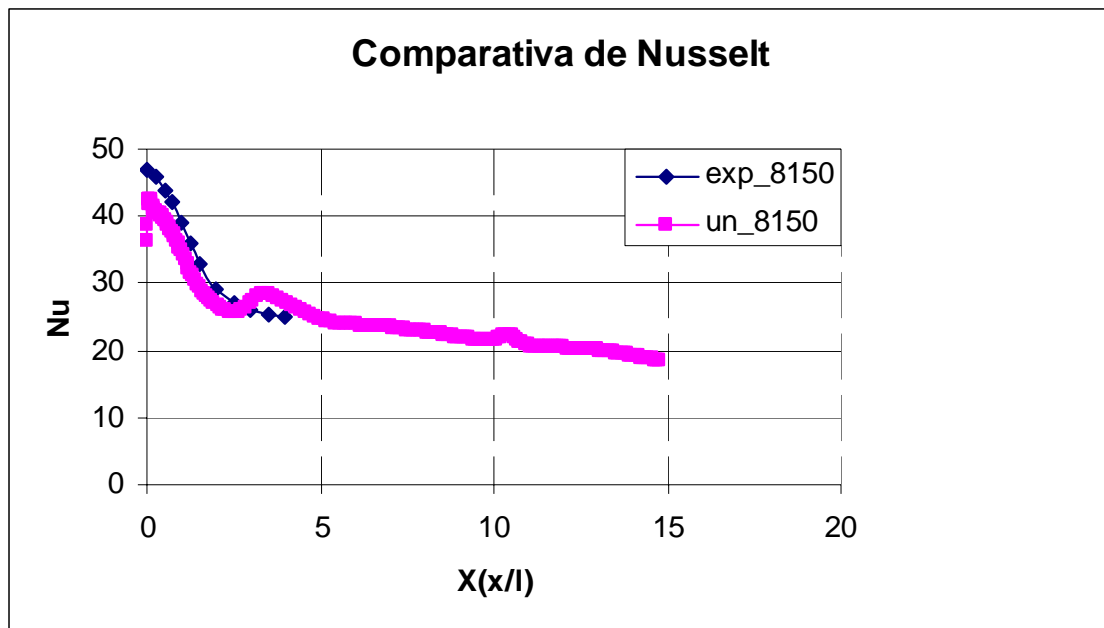


Gráfica 4.1.1.5.3.c. Error relativo en la comparativa Nusselt, $Re = 8150$, $H = 3,2$.

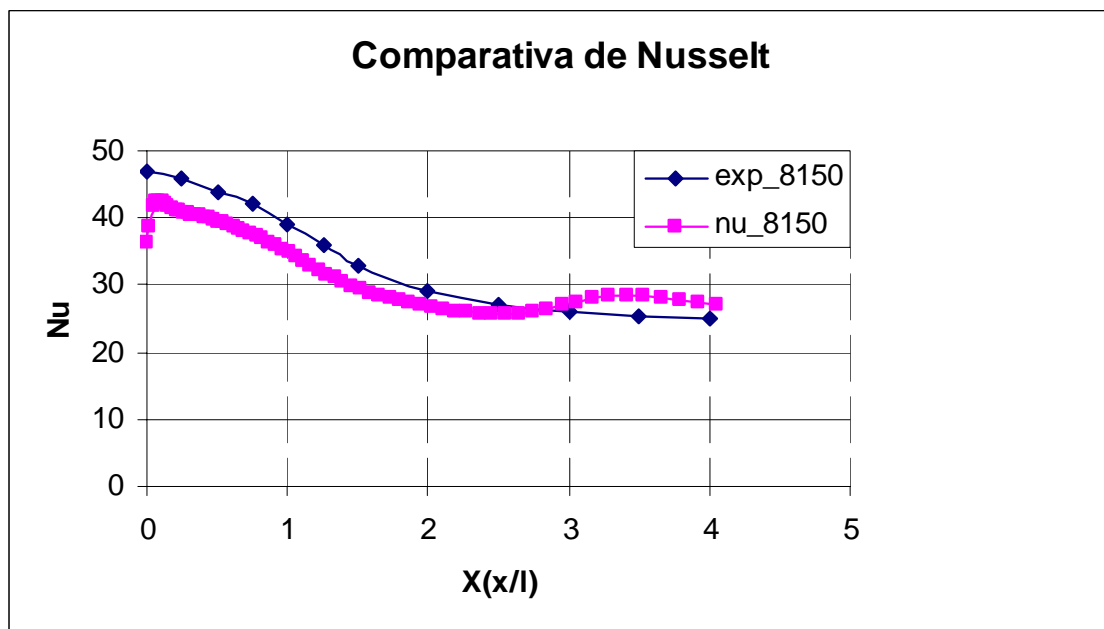
Para este caso el error relativo medio cometido es del 13,0%, mientras que el error máximo es del 31,5%.



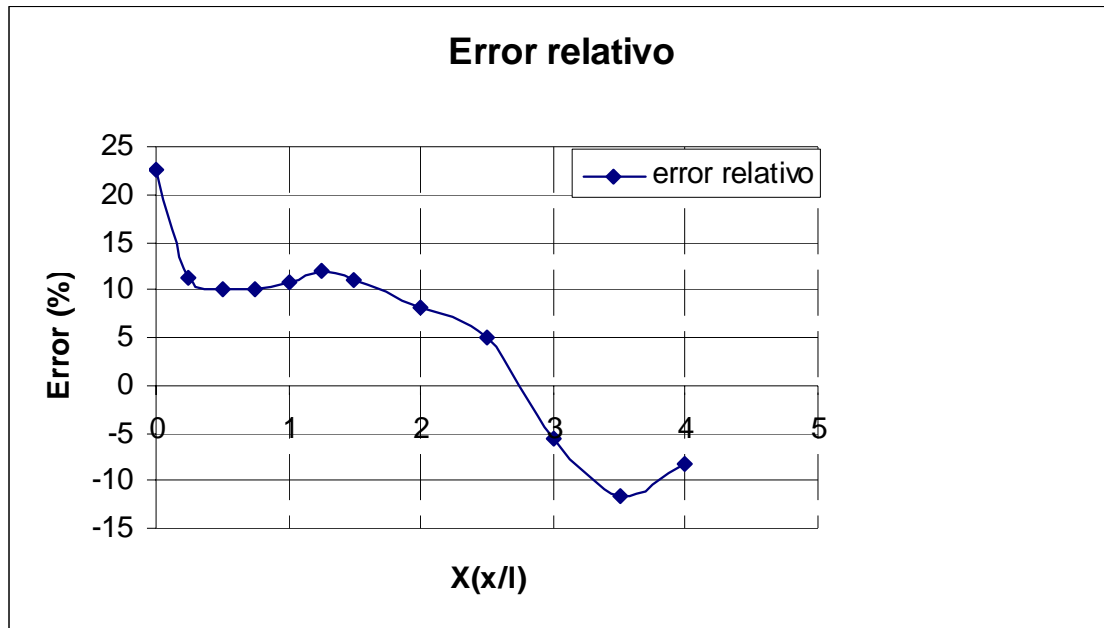
4.1.1.5.4 Reynolds 8150. $H = 4,2$



Gráfica 4.1.1.5.4.a. Comparativa Nusselt pared exterior, $Re = 8150$, $H = 4,2$.



Gráfica 4.1.1.5.4.b. Detalle comparativa pared exterior, $Re = 8150$, $H = 4,2$.



Gráfica 4.1.1.5.4.c. Error relativo en la comparativa Nusselt , $Re = 8150$, $H = 4,2$.

Para este caso el error relativo medio cometido es del 6,3%, mientras que el error máximo es del 22,5%.

También se puede apreciar, como caso general para todos los estudios, que los errores cometidos en los últimos puntos de estudio son pequeños y que si dispusiésemos de más puntos experimentales, probablemente error cometido fuera menor.

4.1.1.6 Presentación de resultados

Otro de los estudios que hemos realizado consiste en ver la influencia que tiene el número de Reynolds en nuestros casos. Para ello hemos cogido la geometría con $H = 3,2$ y hemos tomado 3 valores de número de Reynolds ($Re = 25000$, $Re = 50000$ y $Re = 100000$).

Para esos valores de Reynolds, obtenemos unos valores de velocidad de flujo que nos hacen utilizar el modelo segregado para los dos primeros valores del número de Reynolds y el modelo acoplado para el tercero de los casos. En este último caso se obtiene un número de Match superior a 0,3, es decir, aproximadamente una velocidad superior a 100 m/s, lo que nos indica que es aconsejable utilizar el modelo acoplado. En los otros dos casos la velocidad no se acerca a la velocidad del sonido por lo que se desaconseja el modelo acoplado y se utilizaba el modelo segregado.



Para los 3 casos se presentan las gráficas de los residuos, mostrando que los casos han convergido correctamente y las gráficas del contorno de velocidades.

4.1.1.6.1 Reynolds 25000

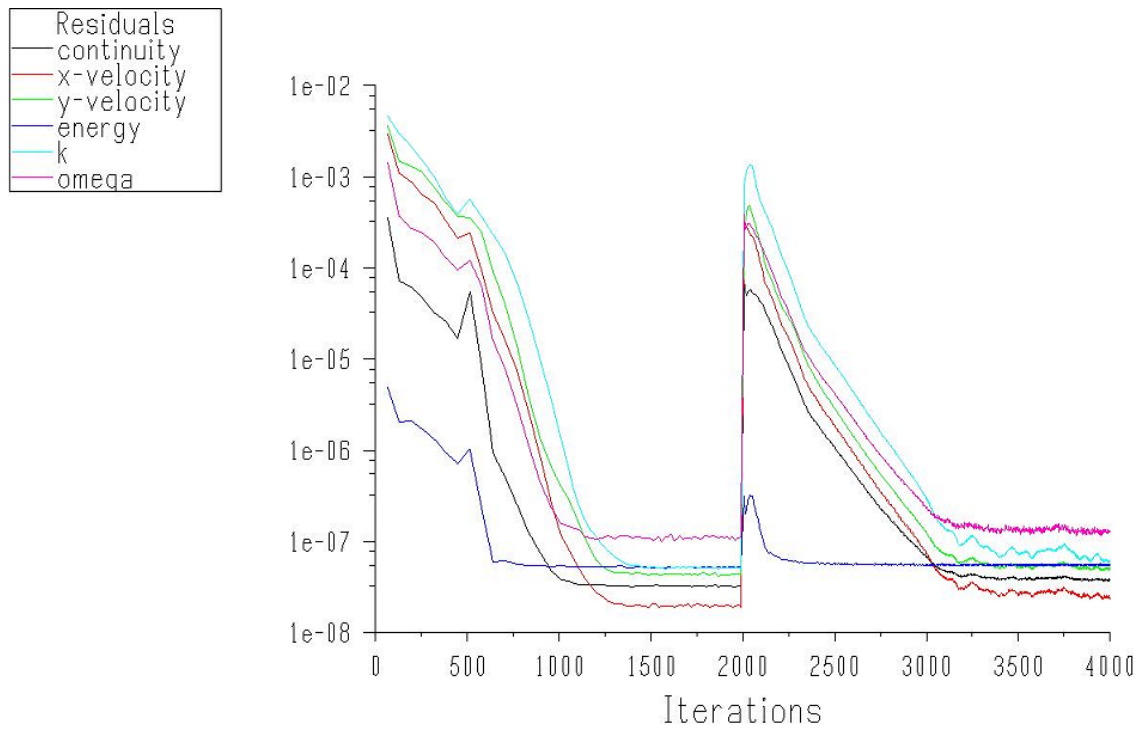


Figura 4.1.1.6.1.a. Caso convergido para $Re = 25000$, $H = 3,2$.

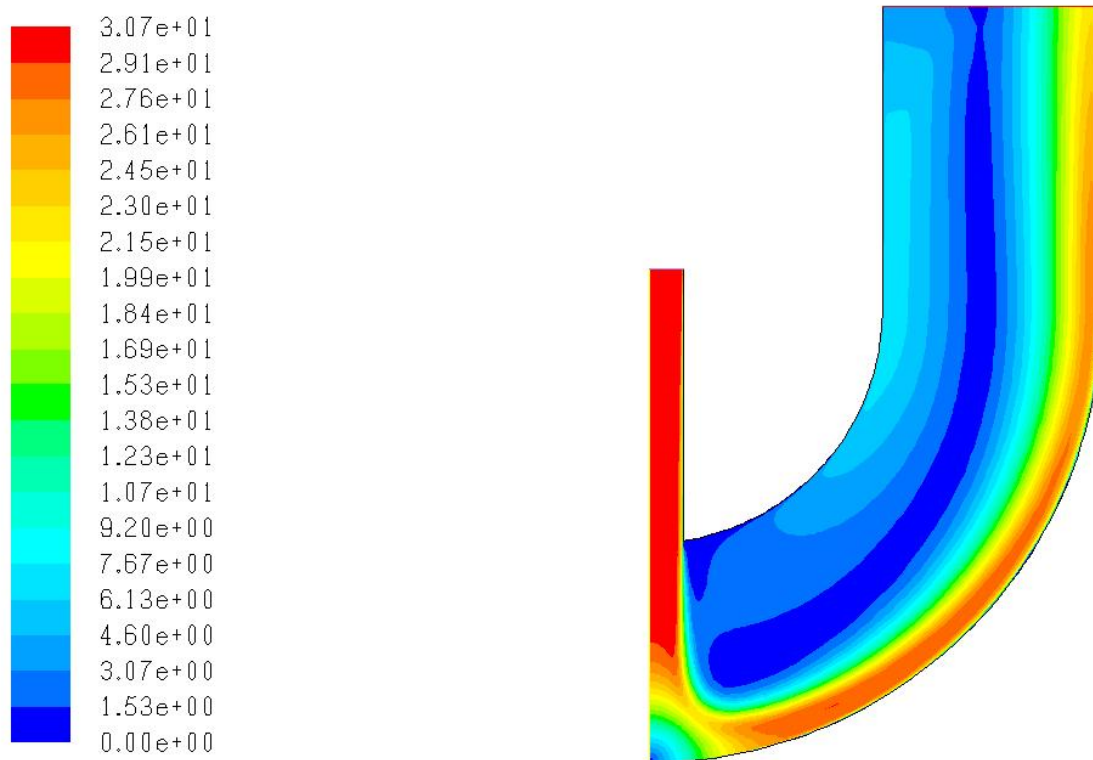


Figura 4.1.1.6.1.b. Contorno de velocidades, $Re = 25000$, $H = 3,2$.

4.1.1.6.2 Reynolds 50000

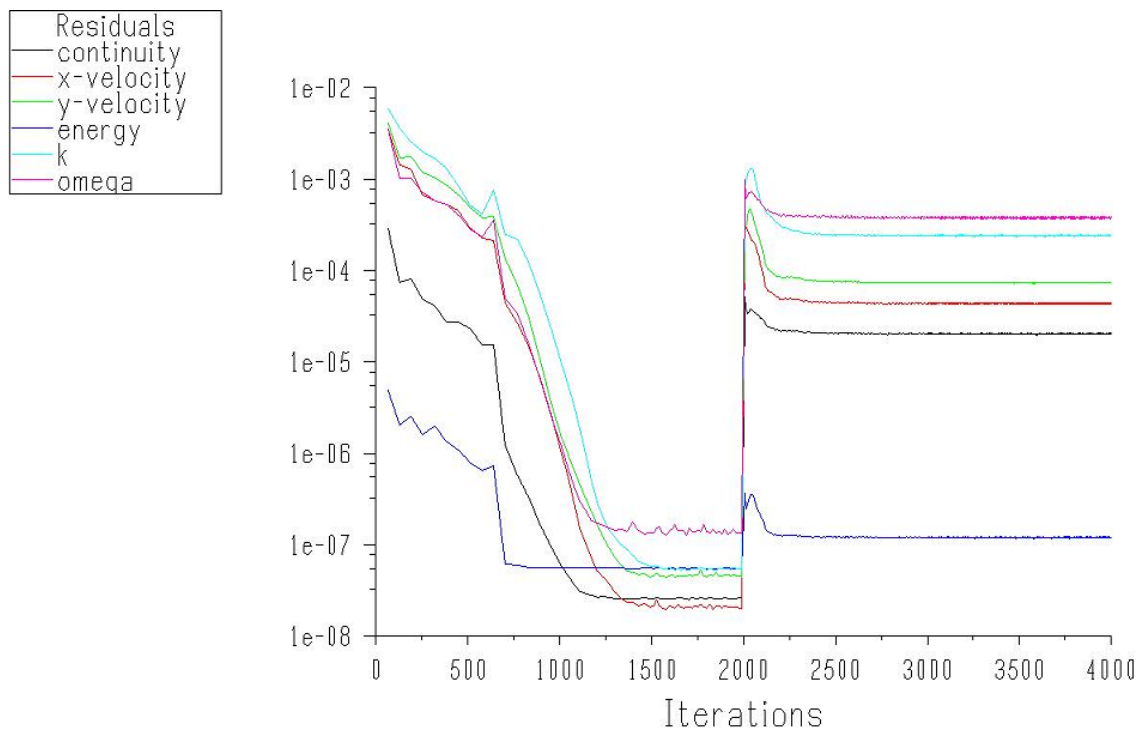


Figura 4.1.1.6.2.a. Caso convergido para $Re = 50000$, $H = 3,2$.

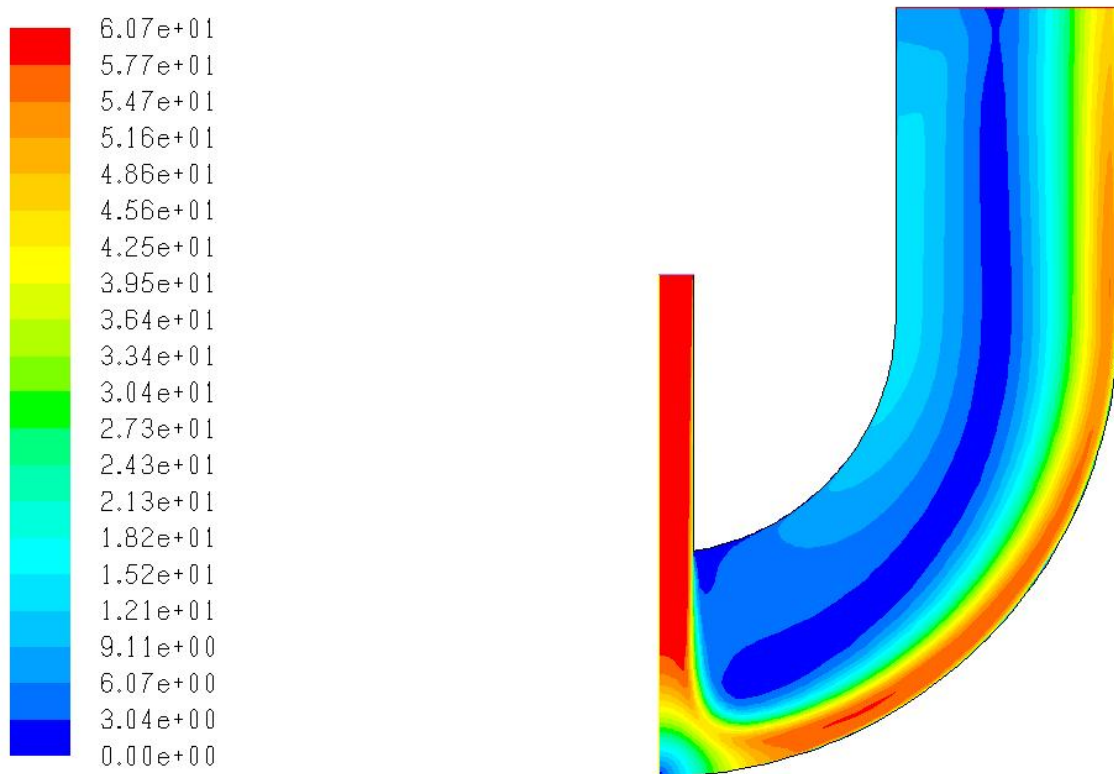


Figura 4.1.1.6.2.b. Contorno de velocidades, $Re = 50000$, $H = 3,2$.

4.1.1.6.3 Reynolds 100000

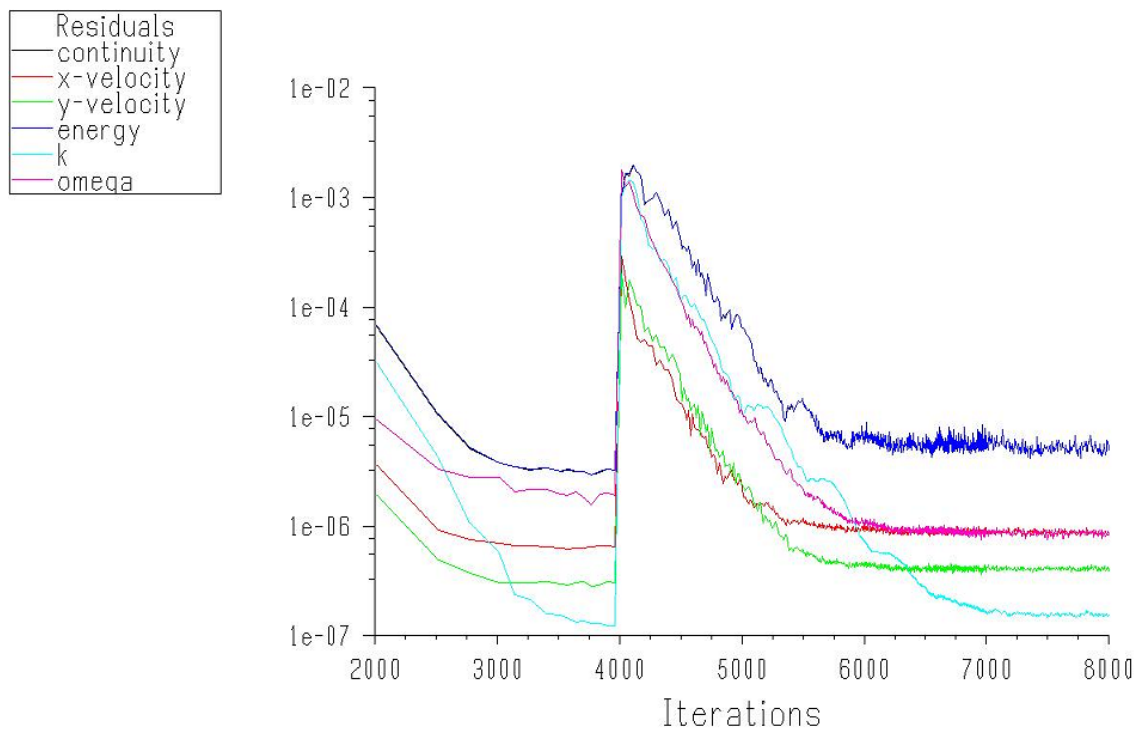


Figura 4.1.1.6.3.a. Caso convergido para $Re = 100000$, $H = 3,2$.

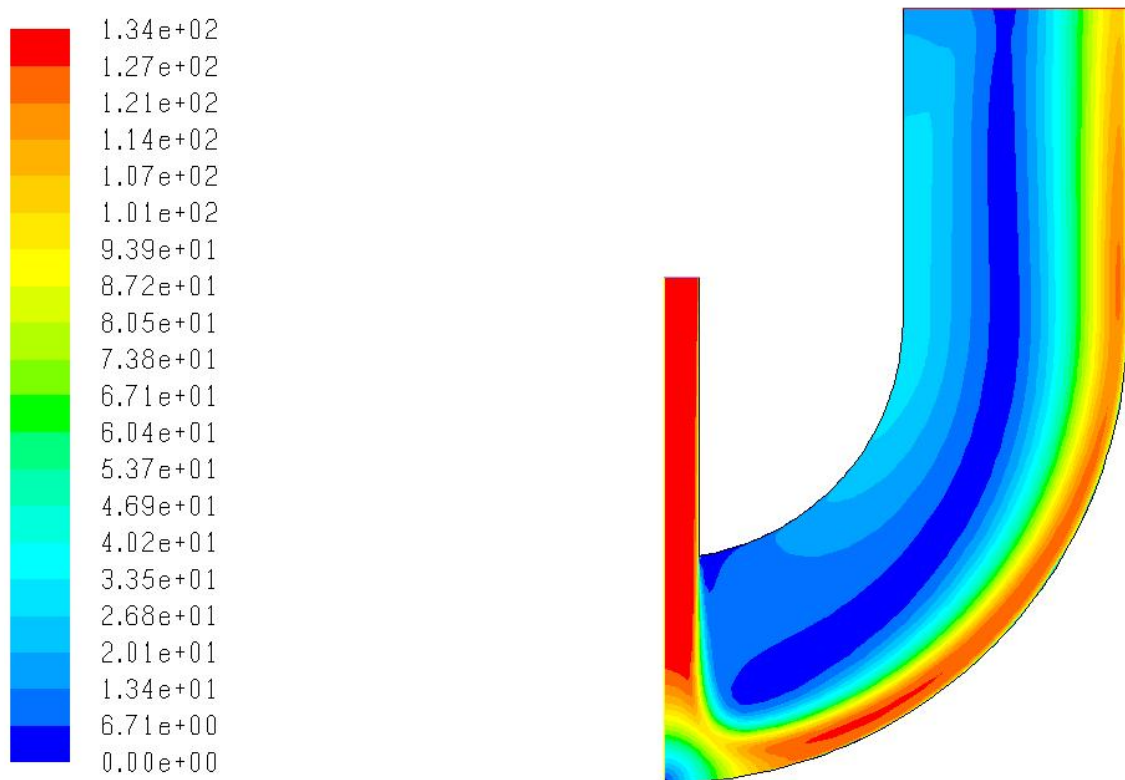
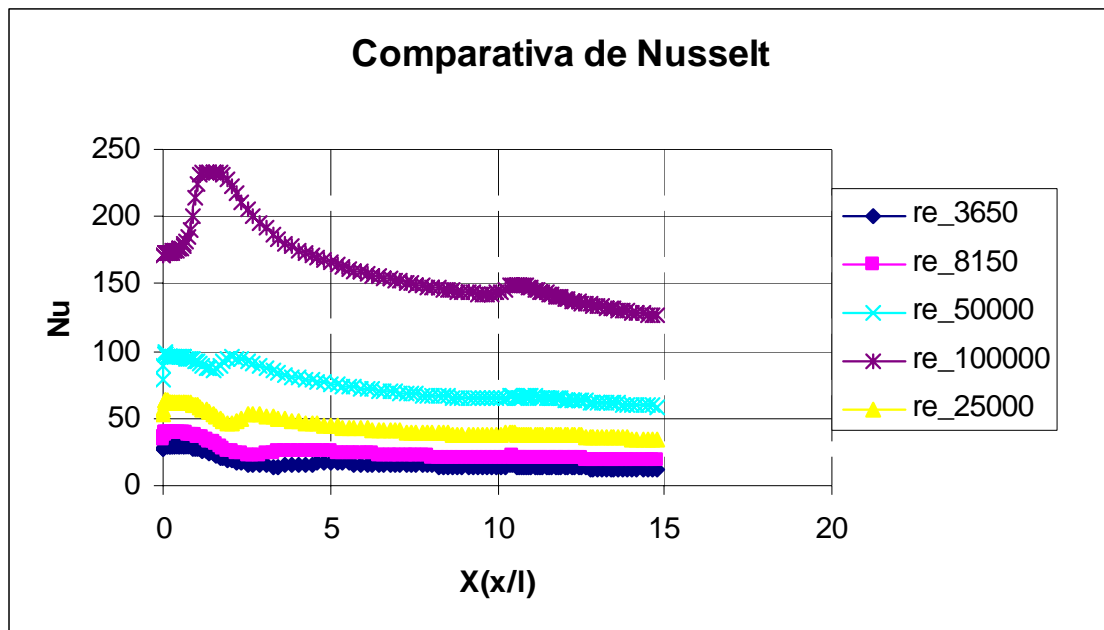


Figura 4.1.1.6.3.b. Contorno de velocidades, $Re = 100000$, $H = 3,2$.



4.1.1.7 Comparación de resultados

Finalmente, mostramos una gráfica del valor del número de Nusselt en la pared exterior en todos los casos estudiados con la geometría de $H = 3,2$. En esta gráfica vemos claramente la influencia que tiene el número de Reynolds en la transferencia de calor, ya que para números de Reynolds mayores vemos claramente como el número de Nusselt, con el que representamos la transferencia de calor, es también mayor.



Gráfica 4.1.1.7.a Comparativa Nusselt pared exterior para todo Re, $H = 3,2$.

4.1.1.8 Conclusiones

En el estudio realizado de transferencia de calor por impacto observamos que Fluent tiene algunas limitaciones en las simulaciones. Por ejemplo se observan altos errores en la burbuja que se produce en la zona de impacto. Al igual que sucedía en el proyecto fin de carrera de Carlos Sánchez [6], pueden existir posibles errores en la transición de la capa límite que se forma a partir de la burbuja, que debería ser laminar inicialmente y luego pasar a turbulenta, pero el modelo k-omega realiza esa transición demasiado rápida, con lo que no conseguimos buenos resultados.



4.1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EN CONDUCTOS

4.1.2.1 Introducción

Para este caso de transferencia de calor por convección forzada en conductos, hemos cogido un caso cualquiera inventado, de los múltiples que se pueden sacar de la extensa bibliografía, de conducto largo ($L = 70\text{cm}$ y $D = 1\text{cm}$), utilizando al igual que en el caso anterior un eje de simetría, aunque a diferencia del anterior este es un eje de revolución. Los casos estudiados se realizarán a diferente número de Reynolds y cambiando algunas condiciones de contorno como se explica más adelante.

4.1.2.2 Geometría



Figura 4.1.2.2.a. Geometría y malla del problema de convección forzada en conductos.

La malla mostrada es la utilizada para el estudio de este fenómeno de transferencia de calor por convección forzada en conductos. Se trata de un conducto largo en comparación con su diámetro.

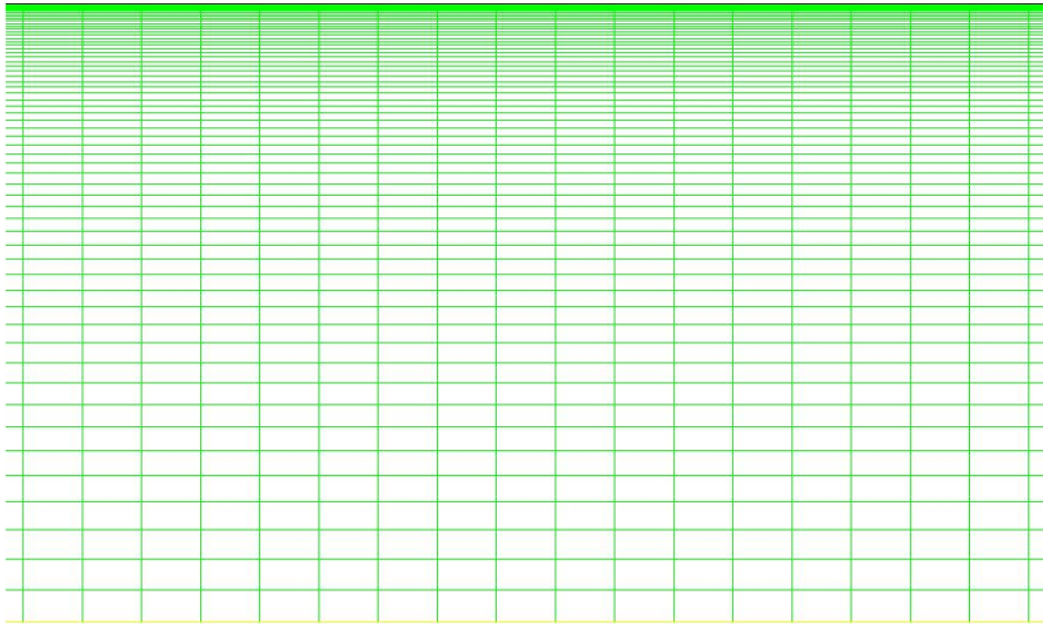


Figura 4.1.2.2.b. Zoom mallado de la geometría.

Como se puede apreciar en la figura anterior, donde se muestra un zoom del mallado, se diferencian las zonas con un mallado fino, consiguiendo así una buena precisión de cálculo para la zona, y las zonas con un mallado mayor en el que la precisión de cálculo es menor.

Hay que indicar que el aspect ratio, o lo que es lo mismo, la relación de aspecto de las celdas, se ha limitado a 100 para evitar problemas de convergencia al código.

En este estudio tendremos el mallado fino en la pared superior, que al tratarse como veremos de un caso axilsimétrico, representa a toda la pared de un tubo circular, que será donde estudiaremos la transferencia de calor.

A continuación se muestra una figura donde podemos ver de forma individual la geometría del problema. En ella se pueden observar las diferentes regiones que componen el problema y nos definen el contorno de la malla. Éstas son las regiones de entrada y salida del flujo, en la parte izquierda y derecha respectivamente de la geometría, la pared del cilindro, parte superior de la geometría y la zona de simetría que ocupa toda la zona inferior del contorno.



Región de
entrada de
flujo

Pared del cilindro

Zona de simetría

Región de
salida de
flujo

Figura 4.1.2.2.c. Geometría campo de cálculo caso convección forzada en conductos.

A cada una de estas fronteras del dominio de cálculo se le ha asignado una condición de contorno:

- Zona de simetría: Se trata de la zona inferior del contorno, es un eje de simetría del problema por lo que en dicha zona no tendremos flujo en dirección del eje x. Por lo tanto impondremos la condición de “symmetry”.
- Región de entrada del flujo: Es la parte lateral izquierda de la geometría, impondremos la condición de “pressure inlet” de forma que se definen las condiciones a la entrada del flujo. Dentro de estas condiciones tendremos que indicar la presión (100 kPa) así como la temperatura (288K) y las características de la turbulencia, siendo estas últimas la intensidad turbulenta y el diámetro hidráulico.
- Región de salida del flujo: Impondremos la condición de “pressure outlet”, es la parte lateral derecha de la geometría, de forma que se definen las condiciones de presión de referencia, indicando también para esta región las características de la turbulencia, al igual que en la región de entrada.
- Pared del cilindro: Es la región superior del contorno. Daremos una condición de contorno de tipo “wall” y en ella tendremos que definir que se trata de una superficie estacionaria además de imponer unas condiciones diferentes en cada caso y que veremos en cada estudio.



4.1.2.3 Solver de Fluent

A continuación se expone de forma resumida el método de resolución en el software a la hora de hacer el proyecto para estos casos. En este apartado se muestra el modelo acoplado, que ha sido utilizado en alguno de los casos tanto para la transferencia de calor por impacto como el estudio en el que ahora nos centramos.

Models

Model	Settings

Space	Axisymmetric
Time	Steady
Viscous	k-omega turbulence model
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species Transport	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled

Solver Controls

Equations

Equation	Solved

Flow	yes
Turbulence	yes

Numerics

Numeric	Enabled

Absolute Velocity Formulation	yes



Relaxation

Variable	Relaxation Factor
Turbulent Kinetic Energy	0.80000001
Specific Dissipation Rate	0.80000001
Turbulent Viscosity	1
Solid	1

Linear Solver

Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Reduction Tolerance
Flow	F-Cycle	0.1	
Turbulent Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Specific Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7

Discretization Scheme

Variable	Scheme
Flow	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Specific Dissipation Rate	Second Order Upwind

Time Marching

Parameter	Value
Solver	Implicit
Courant Number	5

Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Spec. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000



Material Properties

Material: air (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	ideal-gas	#f
Cp (Specific Heat)	J/kg-K	constant	1006.43
Thermal Conductivity	W/m-K	user-defined	(conductividad_t)
Viscosity	kg/m-s	sutherland	(1.716e-05 273.10999 110.56)
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
L-J Characteristic Length	angstrom	constant	3.711
L-J Energy Parameter	K	constant	78.6
Thermal Expansion Coefficient	1/K	constant	0
Degrees of Freedom		constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	constant	2719
Cp (Specific Heat)	J/kg-K	constant	871
Thermal Conductivity	W/m-K	constant	202.4

4.1.2.4 Presentación de resultados

Para este apartado, se han realizado distintos casos para diferentes números de Reynolds y para casos en los que la pared se encuentra sometida a temperatura constante o flujo de calor constante, así como para casos de enfriamiento y calentamiento. La tabla siguiente recoge todos los casos realizados:

Re = 1000	Q = 1000 W/m ²	Q = -1000 W/m ²	T = 250 K	T = 400 K
Re = 10000	Q = 1000 W/m ²	Q = -1000 W/m ²	T = 250 K	T = 400 K
Re = 100000	Q = 1000 W/m ²	Q = -1000 W/m ²	T = 250 K	T = 400 K
Re = 200000	Q = 1000 W/m ²	Q = -1000 W/m ²	T = 250 K	T = 400 K

Tabla 4.1.2.4.a. Casos realizados de convección forzada en conductos.

Así, se han realizado 16 casos, de los cuales los realizados con $Q = 1000 \text{ W/m}^2$ y $T = 400 \text{ K}$ eran de calentamiento, mientras que los realizados con $Q = -1000 \text{ W/m}^2$ y $T = 250 \text{ K}$ eran de enfriamiento, ya que la temperatura del flujo eran 288 K.



Los casos para $Re = 1000$ y $Re = 10000$ se han realizado con el modelo segregado, adecuado para velocidades de flujo bajas, mientras que para los casos de $Re = 100000$ y $Re = 200000$, en las que la velocidad del flujo es muy alta (sin sobrepasar la velocidad del sonido) el modelo utilizado fue el acoplado.

Como dijimos, para este estudio nos vamos a centrar en los flujos ya desarrollados por lo que para eso debemos conocer la longitud de entrada, Le , que es diferente para cada uno de los casos.

Para flujo laminar ($Re = 1000$): $Le = 0,06 Re d$.

Para flujo turbulento (Resto de casos): $Le = 4,4 Re^{1/6} d$.

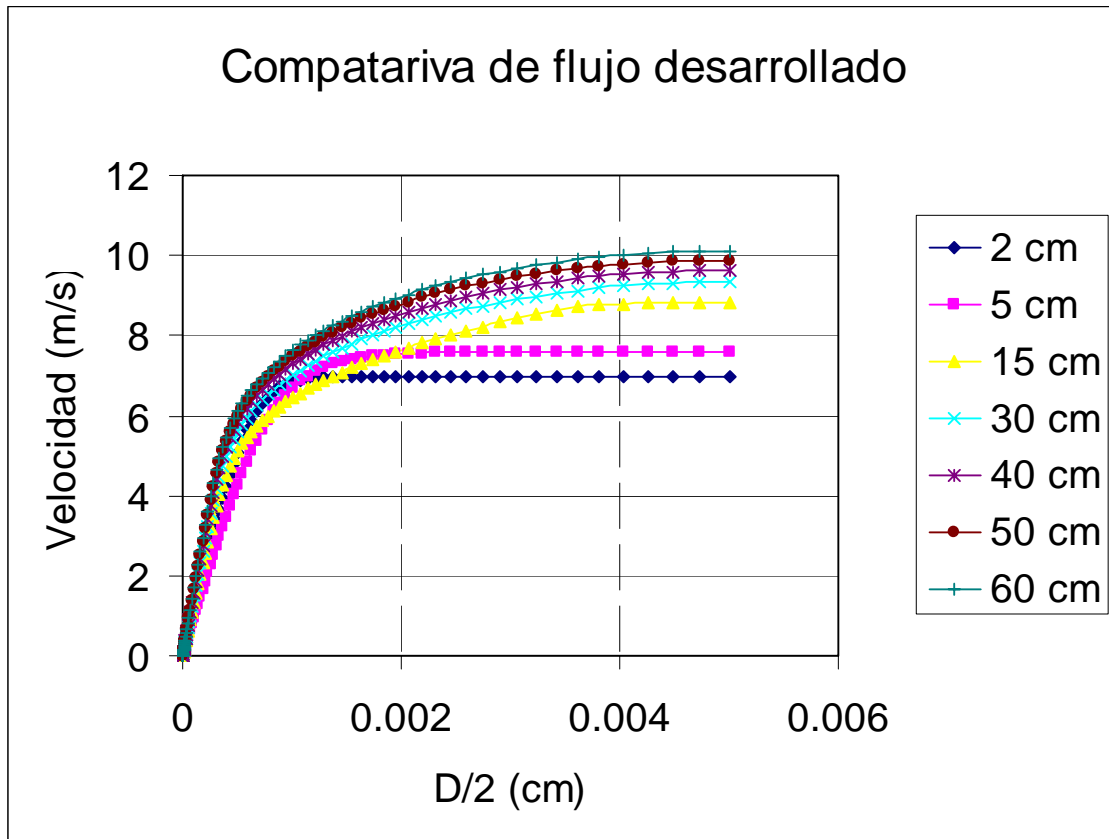
Así, obtenemos los siguientes valores de Le para nuestros 4 casos:

	Le
$Re = 1000$	30cm
$Re = 10000$	10,21cm
$Re = 100000$	14,98cm
$Re = 200000$	16,82cm

Tabla 4.1.2.4.b. Valores de Le para los casos de Re estudiados.

A continuación mostramos 2 gráficas, una de los cuatro casos de $Re = 10000$, cuya longitud de entrada es la menor, y otra de los 4 casos de $Re = 200000$, cuya longitud de entrada es la mayor, de los casos de flujo turbulento.

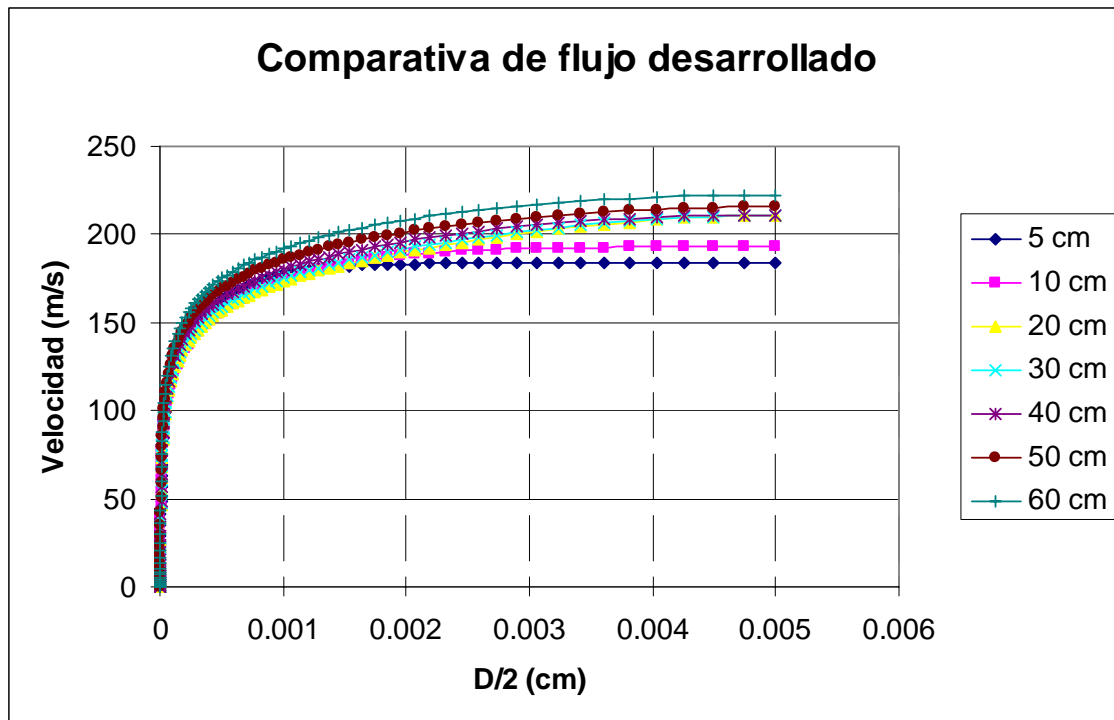
En ellas se ve como en los puntos estudiados antes de la longitud de entrada, el flujo todavía no está desarrollado y en los puntos estudiados detrás de la longitud de entrada, el flujo ya está desarrollado y se mantiene prácticamente constante.



Gráfica 4.1.2.4.a. Comparativa de flujo desarrollado para $Re = 10000$.

Aquí observamos como en las dos curvas de los valores de $x < Le$, en este caso $Le = 10,21\text{cm}$, el perfil de velocidades no está desarrollado completamente, observándose una zona de velocidad plana en el centro del conducto y para los casos de $x > Le$, los perfiles están desarrollados.

Para la siguiente gráfica observamos exactamente lo mismo, con la única salvedad de que para $Re = 200000$, el valor de $Le = 16,82\text{cm}$.



Gráfica 4.1.2.4.b. Comparativa de flujo desarrollado para $Re = 200000$.

También se muestran cuatro figuras en las que se muestran los casos en los que la temperatura o el flujo de calor en la pared producen un calentamiento o un enfriamiento del flujo que circula por el conducto.

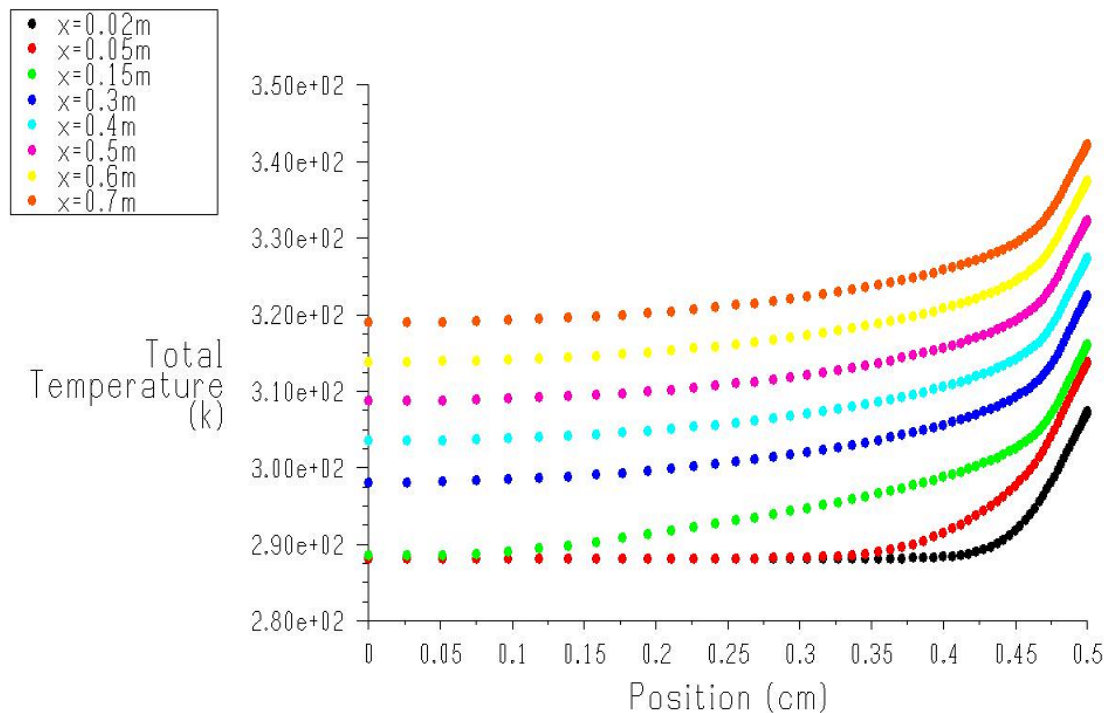


Figura 4.1.2.4.a. Calentamiento del flujo con pared $Q = 1000 \text{ W/m}^2$.



En la figura anterior observamos como la temperatura total en la pared es superior a la del centro del conducto, y vemos como esta va aumentando a lo largo de diferentes cortes realizados en el eje x. Además se ve como según avanzamos en la dirección x, desde la entrada hasta la salida del conducto, la capa térmica en la pared se va engrosando.

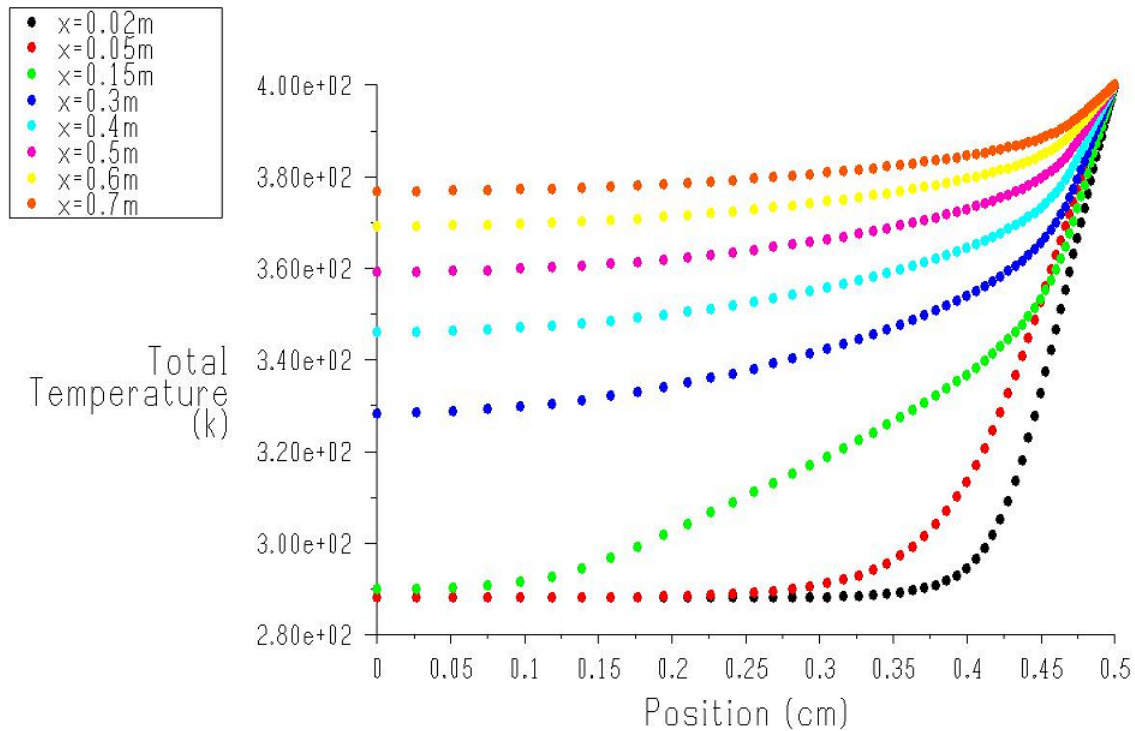


Figura 4.1.2.4.b. Calentamiento del flujo con pared $T = 400$ K

Este caso de calentamiento, se observan las mismas características que en el anterior, fijándonos en que en este caso, como la temperatura en la pared es constante, a lo largo de todo el conducto, la diferencia de temperaturas es respecto al mismo valor constante de 400K.

Para los dos casos de enfriamiento, las conclusiones son las mismas, observamos como la capa térmica va aumentando a lo largo de la longitud del conducto y que la temperatura de la pared en ambos casos, sea constante o no, es inferior que en el centro del conducto. Igualmente se observa la diferencia entre el caso de calor y temperatura constante en la pared.

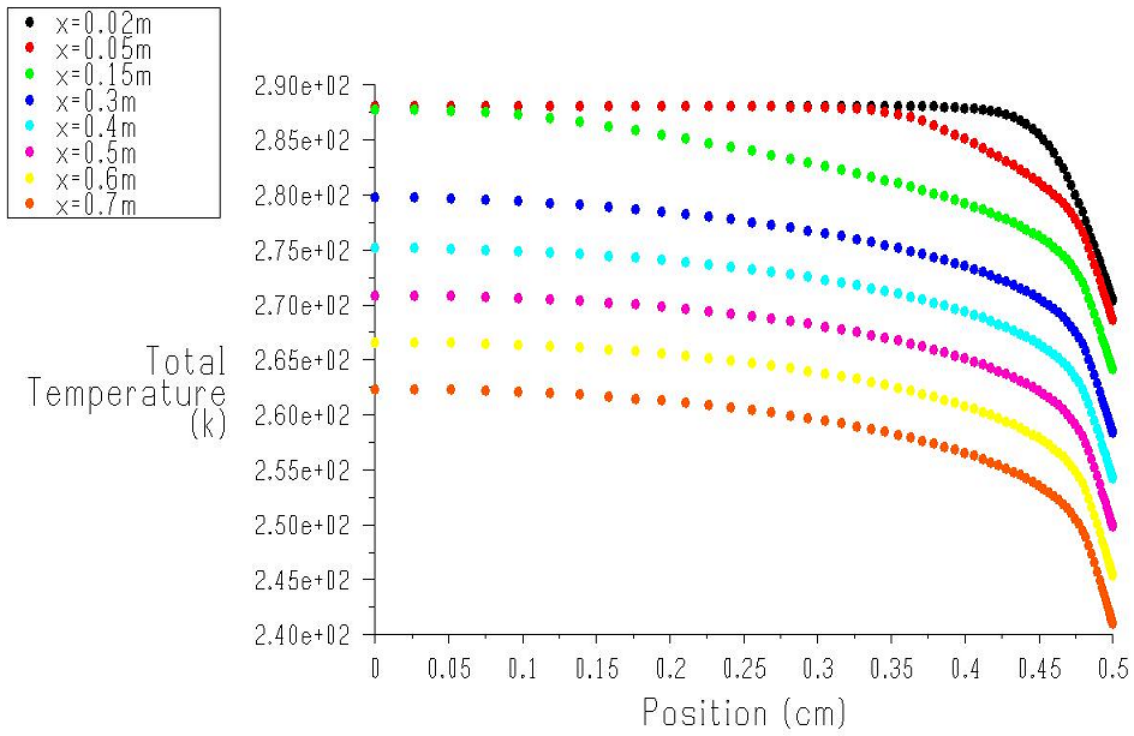


Figura 4.1.2.4.c. Enfriamiento del flujo con pared $Q = -1000 \text{ W/m}^2$.

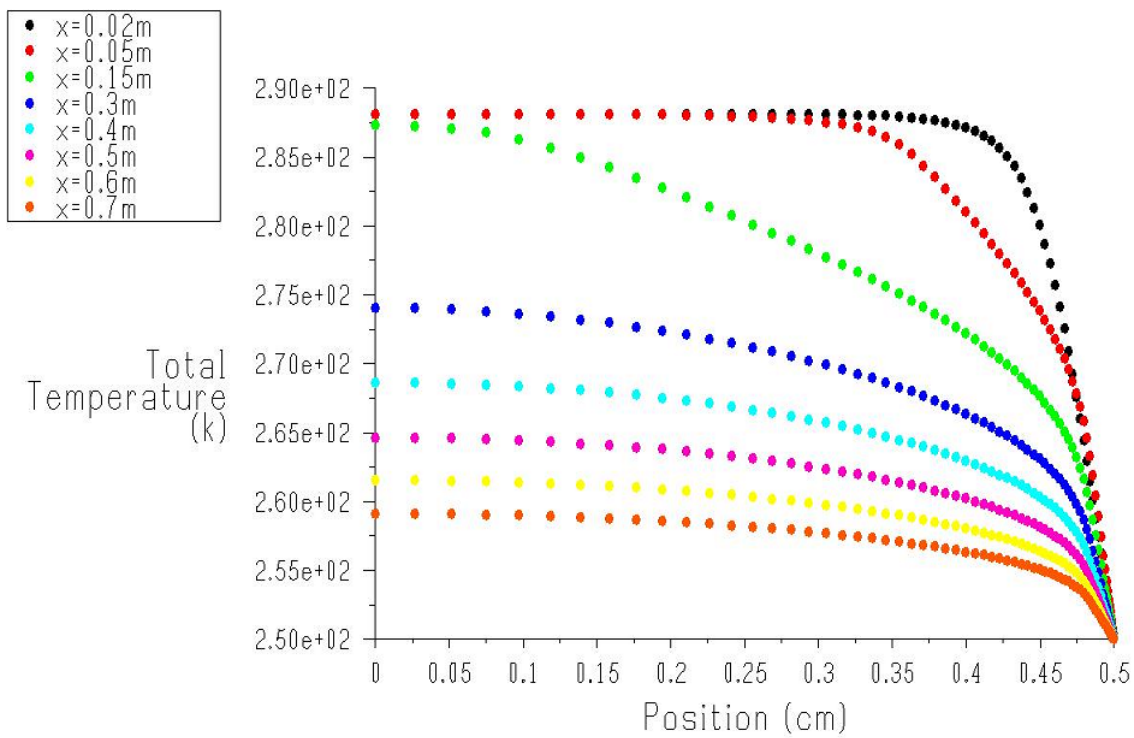


Figura 4.1.2.4.d. Enfriamiento del flujo con pared $T = 250 \text{ K}$.



4.1.2.5 Comparación de resultados

En este apartado haremos la comparación entre los datos que nos ofrece Fluent después del realizar las iteraciones, con los datos teóricos que obtenemos de las fórmulas.

A continuación mostramos una tabla en la que se recogen todos los resultados experimentales calculados para cada caso, según sea flujo laminar o turbulento, y haciendo uso de la ecuación de Dittus- Boetler, tanto para los casos de enfriamiento o calentamiento. Además se introducen los resultados obtenidos en nuestro estudio, para así compararlos con los experimentales.

El valor de los resultados obtenidos de nuestro estudio se trata de la media de los valores de la parte del flujo desarrollado de cada uno de los casos, ya que como mostraré en las conclusiones no son resultados muy buenos.

	Q = 1000 W/m ²		Q = -1000 W/m ²		T = 250K		T = 400K	
	Exp	Nu	Exp	Nu	Exp	Nu	Exp	Nu
Re = 1000	4,36	-----	4,36	-----	3,65	0,426	3,65	0.007
Re = 10000	31,71	9,29	32,83	13,36	32,83	10,16	31,71	5,67
Re = 100000	200,1	-----	207,2	-----	207,2	122,7	200,1	51,81
Re = 200000	348,4	-----	360,7	-----	360,7	395,6	348,4	73,57

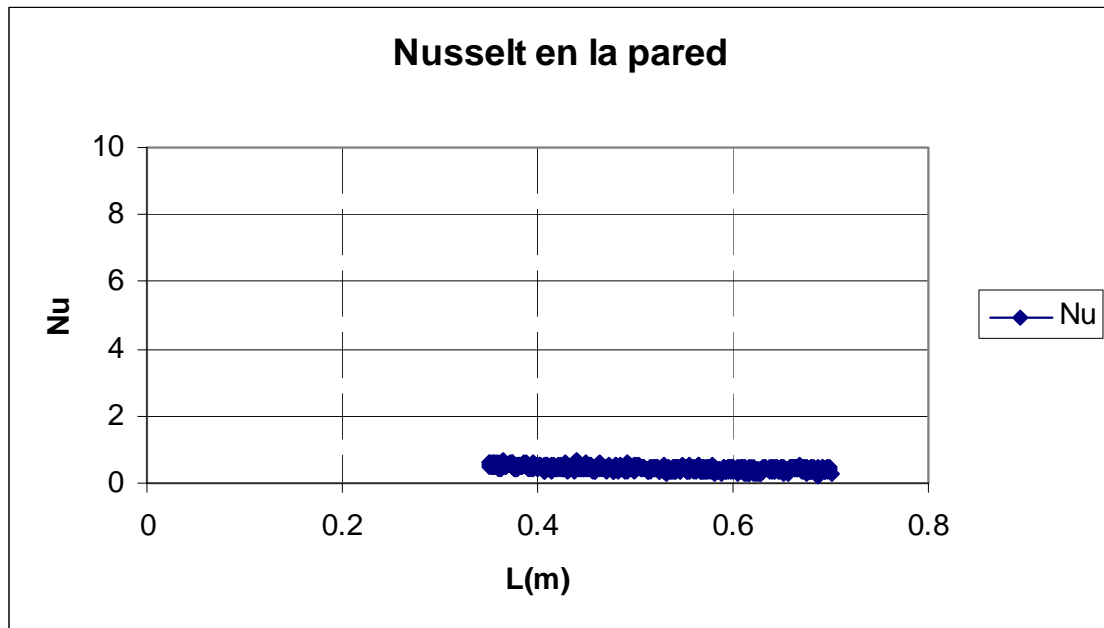
Tabla 4.1.2.5.a. Resultados para todos los casos estudiados.

Los resultados que no aparecen en la tabla son de casos que el software Fluent utilizado, no inicializa de manera correcta, y aunque se introduzcan los datos y condiciones para la resolución del problema, el programa no es capaz de inicializarlo correctamente.

La solución que se nos ocurrió para mejorar la inicialización que realizaba Fluent fue aumentar el Courant Number de 5, a valores mucho más altos como 25, 50 o 100, pero los resultados obtenidos eran similares e igualmente erróneos. Además, esa solución sólo es posible para los casos corridos con el modelo acoplado, ya que en el modelo segregado no se incluye el Courant Number.

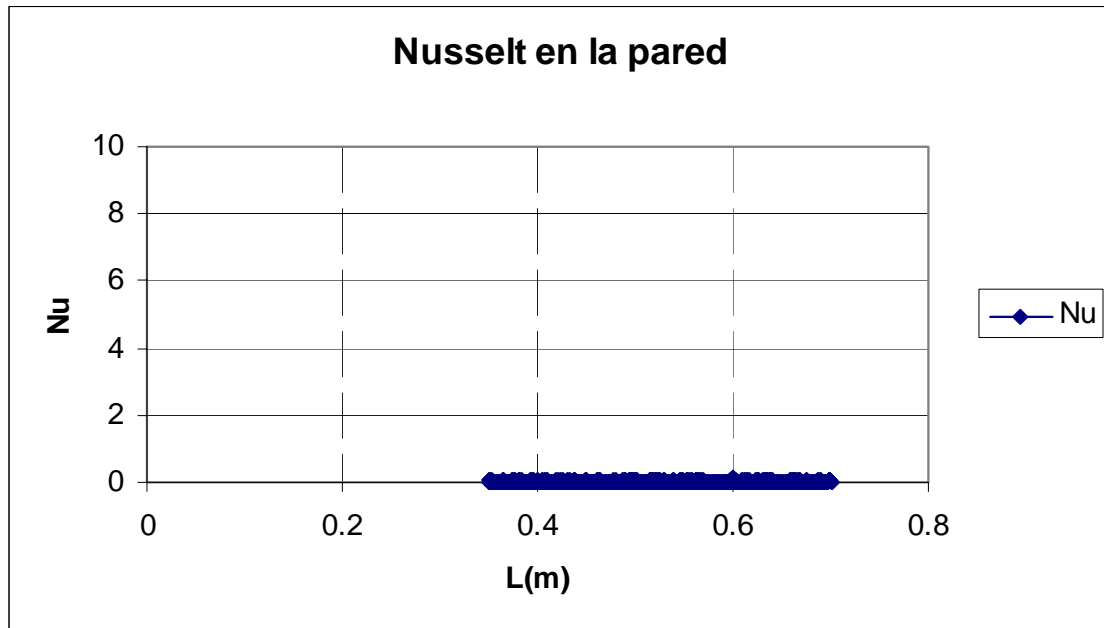


A continuación mostramos gráficas obtenidas de la transferencia de calor a través de la pared del conducto a partir del número de Nusselt. Se aprecia que en estas gráficas sólo hemos cogido los datos correspondientes a la zona en la que el flujo se encuentra totalmente desarrollado, que es la zona que nos interesa en nuestro estudio, ya que la zona en la que el flujo no está desarrollado se trata de un caso de placa plana que ya fue estudiado por mi compañero Carlos Sánchez en su proyecto fin de carrera [6].



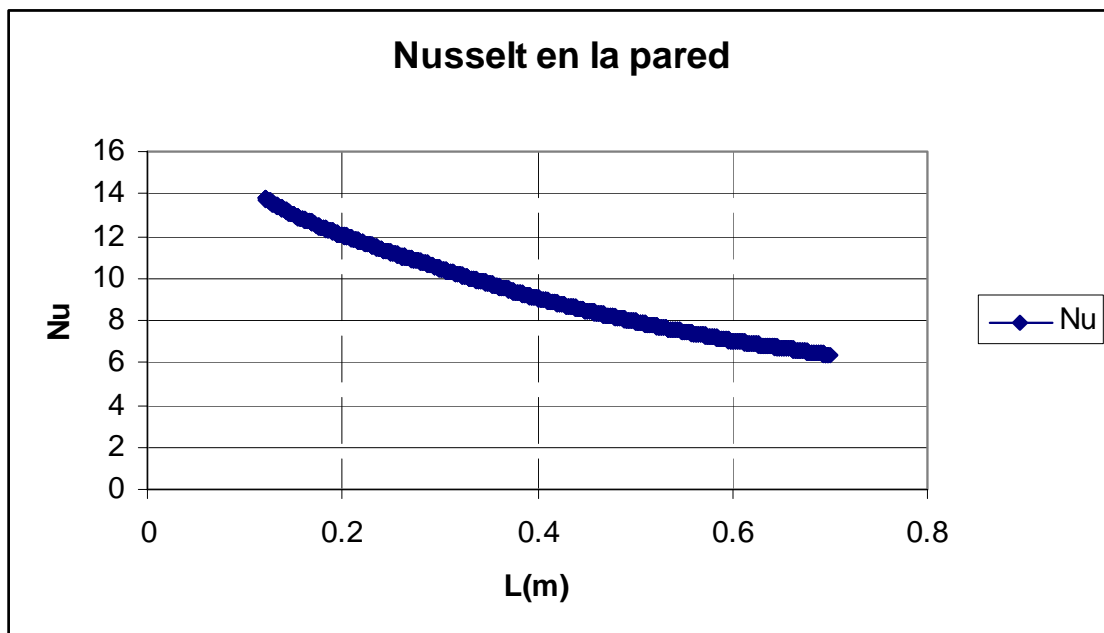
Gráfica 4.1.2.5.a. Nusselt en la pared para $Re = 1000$ y $T = 250K$.

Para los dos casos de $Re = 1000$ analizados, observamos que las gráficas de la parte de flujo desarrollado son bastante constantes, pero obtenemos resultados muy cercanos a 0 para el Nusselt, lo cual no tiene sentido, ya que indica que no existe transferencia de calor en la pared.

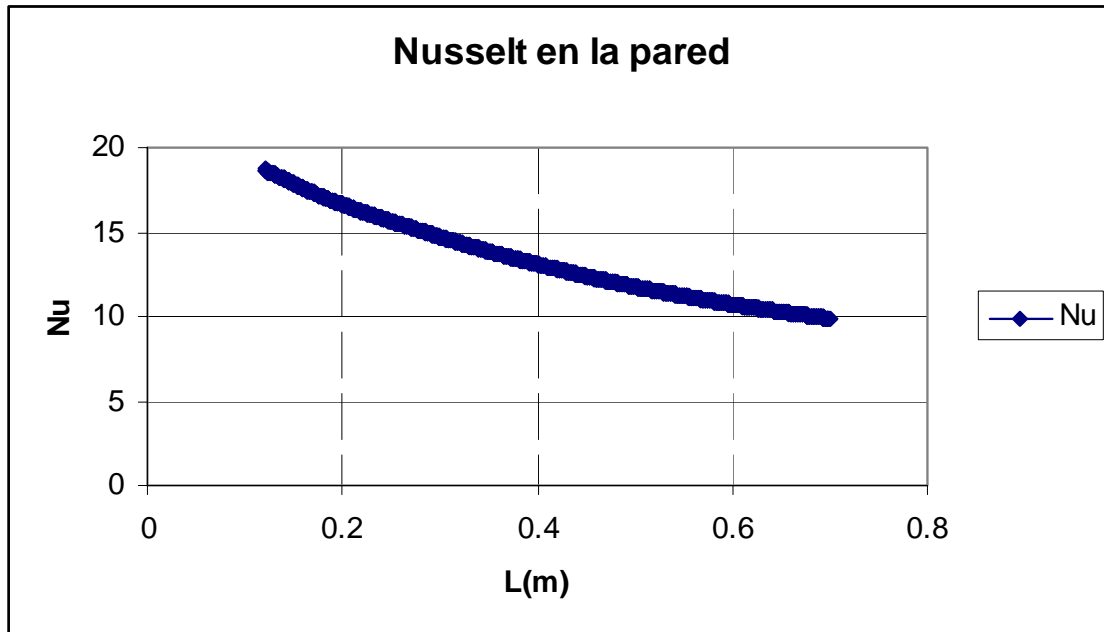


Gráfica 4.1.2.5.b. Nusselt en la pared para $Re = 1000$ y $T = 400K$.

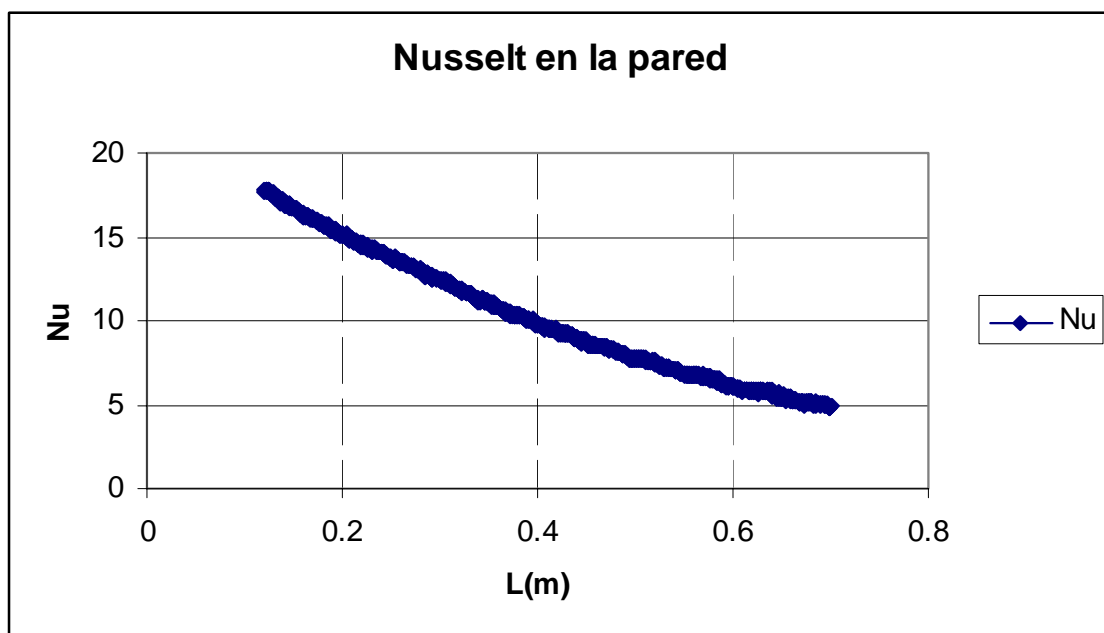
Para el resto de casos, tanto los estudiados para $Re = 10000$, como $Re = 100000$, como $Re = 200000$, las gráficas mostradas, nos indican cómo evoluciona el Nusselt en la pared a lo largo de la parte desarrollada del flujo. En todas ellas se aprecia como el Nusselt va descendiendo a lo largo del conducto con una mayor o menor pendiente. Cuando el flujo ya se encuentra desarrollado, según se nos indica en la teoría, el Nusselt en la pared debería ser constante, con lo que no hemos obtenidos unos resultados muy buenos.



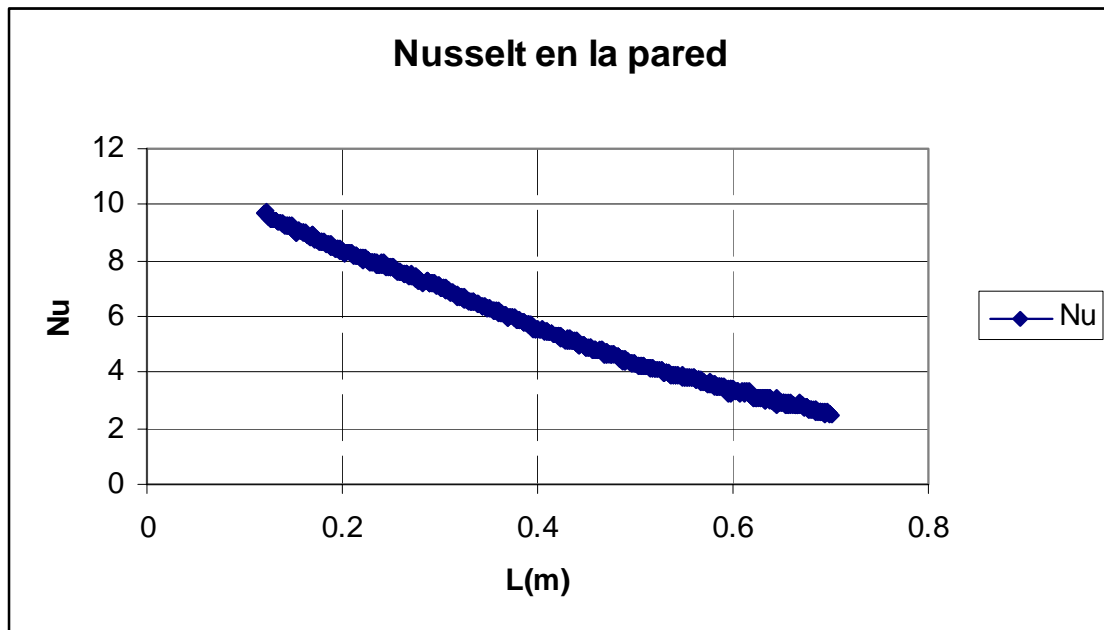
Gráfica 4.1.2.5.c. Nusselt en la pared para $Re = 10000$ y $Q = 1000W/m^2$.



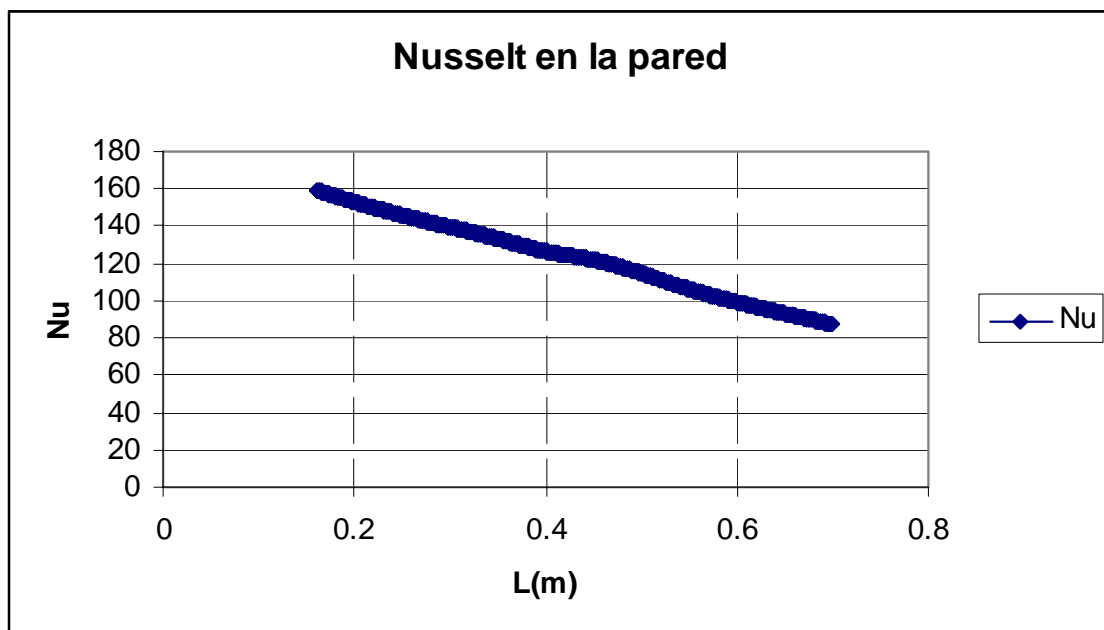
Gráfica 4.1.2.5.d. Nusselt en la pared para $Re = 10000$ y $Q = -1000 \text{ W/m}^2$.



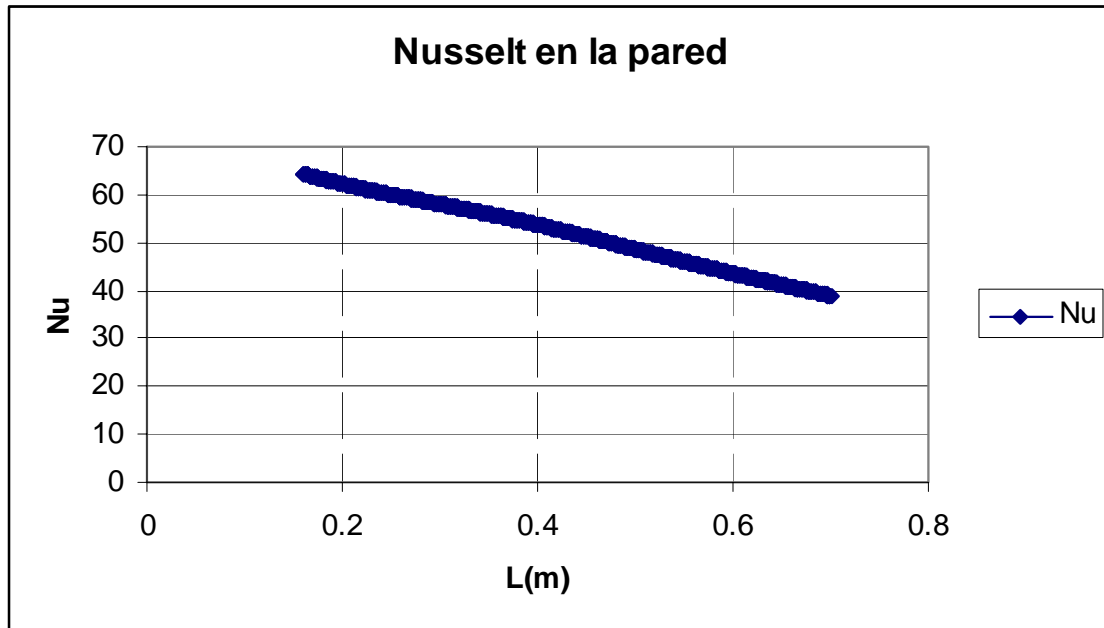
Gráfica 4.1.2.5.e. Nusselt en la pared para $Re = 10000$ y $T = 250 \text{ K}$.



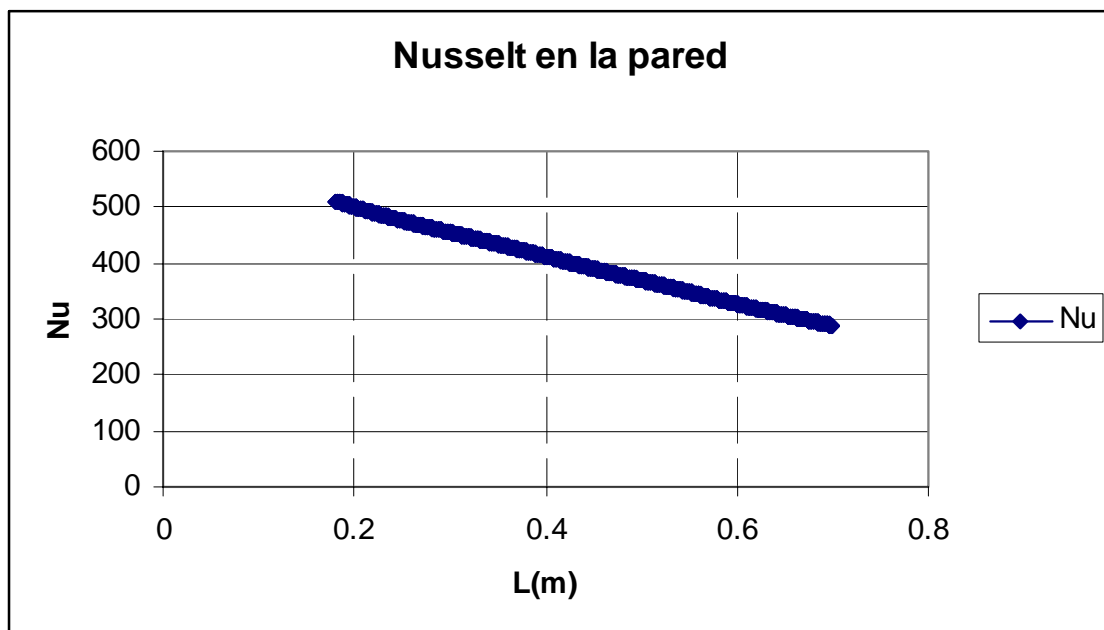
Gráfica 4.1.2.5.f. Nusselt en la pared para $Re = 1000$ y $T = 400K$.



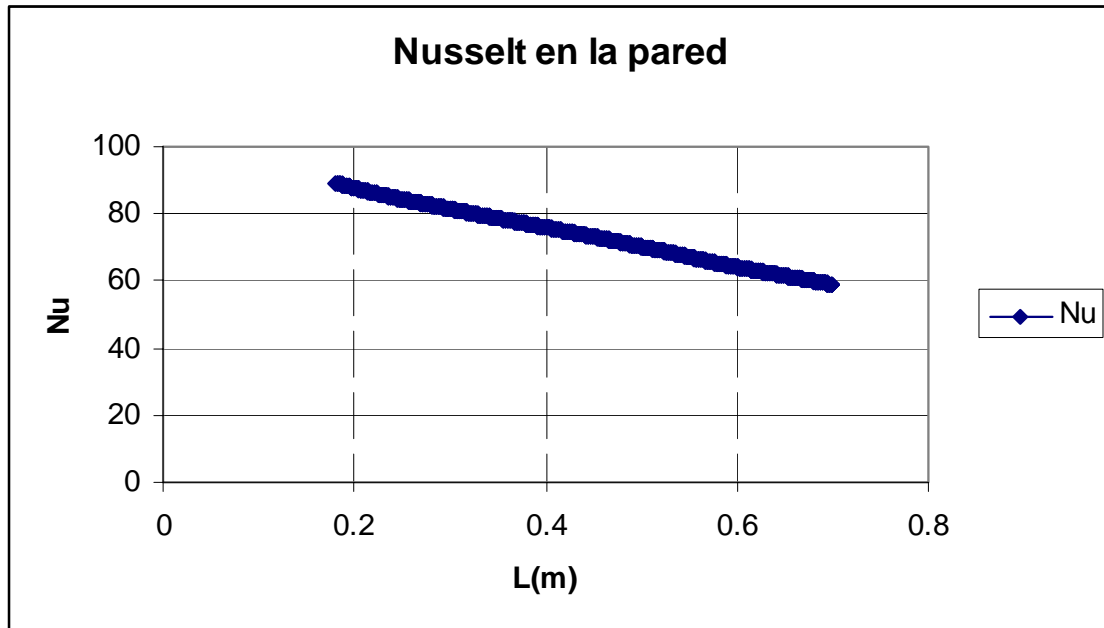
Gráfica 4.1.2.5.g. Nusselt en la pared para $Re = 100000$ y $T = 250K$.



Gráfica 4.1.2.5.h. Nusselt en la pared para $Re = 100000$ y $T = 400K$.



Gráfica 4.1.2.5.i. Nusselt en la pared para $Re = 200000$ y $T = 250K$.



Gráfica 4.1.2.5.j. Nusselt en la pared para $Re = 200000$ y $T = 400K$.

4.1.2.6 Conclusiones

Para este estudio de transferencia de calor por convección forzada, hemos encontrada serías dificultades para obtener unos resultados correctos. El software Fluent no es capaz de inicializar correctamente varios de los casos, sobre todo los referidos a flujo de calor negativo constante en la pared. Además, como se observa en las gráficas no se obtiene un valor constante en el Nusselt en la pared como predecía la teoría.



CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

A modo de resumen final, se van a exponer las conclusiones a las que se llegó una vez analizados los resultados del proyecto.

Respecto al software utilizado, tanto Gambit como Fluent muestran un gran potencial a la hora de realizar simulaciones, implementaciones de geometrías sencillas y uso de modelos de solución de las mismas. Este hecho deriva en una gran variabilidad de resultados para un mismo caso. En nuestro caso fue resuelto con la elección de un modelo para la turbulencia como es el K-omega SST (Shear-stress transport). Con todos los casos implementados y simulados se apreció que no en todos los casos el modelo de turbulencia escogido se comportaba como era de esperar, y se buscaron soluciones y trabajos futuros sobre los mismos.

Se ha de indicar que, aumentar el número de nodos del mallado no significa obtener una mejora sustancial en el acercamiento de los coeficientes a los reales cuando ya se han puesto un número suficiente de ellos. Sin embargo un mallado mas fino si que proporciona un mejor modelado de zonas complejas.

Aunque el potencial de Fluent es muy grande, existen zonas y casos que no modela correctamente. Desde Fluent Incorporated informan que se van a lanzar nuevas versiones donde se seguirán resolviendo errores de las versiones actuales.

Como conclusión final decir que los resultados obtenidos en la mayoría de los casos son satisfactorios, siendo las desviaciones y errores cometidos mínimos. En general Fluent da buen resultado. Sin embargo queda mucho por hacer debido a que la precisión requerida e la industria es cada día mayor.

Trabajos futuros

Tras la conclusión de este proyecto y con la observación de los resultados conseguidos y dado que existen casos en los que Fluent no se comporta como se esperaba, derivando en resultados incoherentes o poco precisos, se abre la vía de posibles estudios o ampliaciones de los casos presentados. De los cuatro casos de transferencia de calor citados de forma teórica, el caso de placa plana fue estudiado en su totalidad, así como una parte del caso de impacto por un compañero de la escuela politécnica y cuyo proyecto podéis encontrar en la bibliografía.



Además del caso aquí introducido de forma teórica, como es el caso de transferencia de calor por película fluida, así como el caso de transferencia de calor por convección forzada en conductos en toda su extensión, pueden ser motivo de estudio por otros compañeros de la escuela politécnica y finalizar así con los cuatro casos estudiados de forma teórica.

Para concluir, se espera que este proyecto, con sus errores y sus virtudes, pueda servir como base de estudios en Fluent de futuros estudiantes de ingeniería.

En cualquier otro estudio se pueden modificar infinidad de parámetros como puede ser el tipo de fluido, los materiales, las geometrías o utilizar otro modelo de turbulencia de los que Fluent goza para resolver los citados casos.



BIBLIOGRAFÍA

1. F. M. White, “Mecánica de Fluidos”, McGraw-Hill, 5ª ed, 2004. ISBN 84-481-4076-1.
2. Frank P. Incropera, David P. de Witt, “Fundamentos de Transferencia de Calor”, Prentice Hall, 4ª ed, 1999. ISBN 970-17-0170-4.
3. N. Kayansayan / S. Küçüka, “Impingement cooling of a semi-cylindrical concave channel by confined spot-air-jet”, Department of Mechanical Engineering, Dukuz Eylül University, Bornova 35100, Izmir, Turkey.
4. Dr. P. Rubini, “Turbine blade cooling”, Department of Aerospace sciences, School of Engineering, Cranfield University.
5. Thomas E. Diller, “Heat Flux”, by CRC Press LLC. 1999.
6. Carlos Sánchez López, “Evaluación de mecanismos de transferencia de calor en turbinas con CFD Fluent”, Proyecto fin de carrera, Departamento de ingeniería térmica y de fluidos, Universidad Carlos III, Madrid.
7. Apuntes de la asignatura. Laboratorios de tecnologías III impartida por la profesora Inmaculada Iglesias Estrade.
8. Apuntes de la asignatura. Ingeniería térmica I impartida por el profesor Antonio Acosta Iborra.
9. Fluent user’s guide, Fluent Incorporated, 1998.
10. Gambit user’s guide, Fluent Incorporated.



-
11. Yang / Choi / Lee, “An experimental study of slot jet impingement cooling on concave surface: effects of nozzle configuration and curvature”, Department of Mechanical Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742 Korea.
 12. Goodro / Park, “Effect of hole spacing on jet array impingement heat transfer” y “Effect of temperature ratio on jet array impingement heat transfer”, Department of Mechanical Engineering, University of Utah, Salt Lake City, Utah 84112-9208 USA.



ANEXO

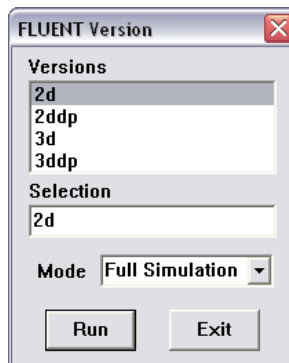
PASOS REALIZADOS EN FLUENT PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL PROBLEMA

En este apartado se muestran los pasos que se han tenido que realizar en Fluent para implementar el problema objeto de estudio en este proyecto. La finalidad de este apartado es acercar y familiarizar al lector con este programa de fluidos, en el caso de que lo desconozca, con la intención de que el lector quede capacitado para la realización de cualquier estudio de esta índole.

A continuación se detallan los pasos realizados en dicho software:

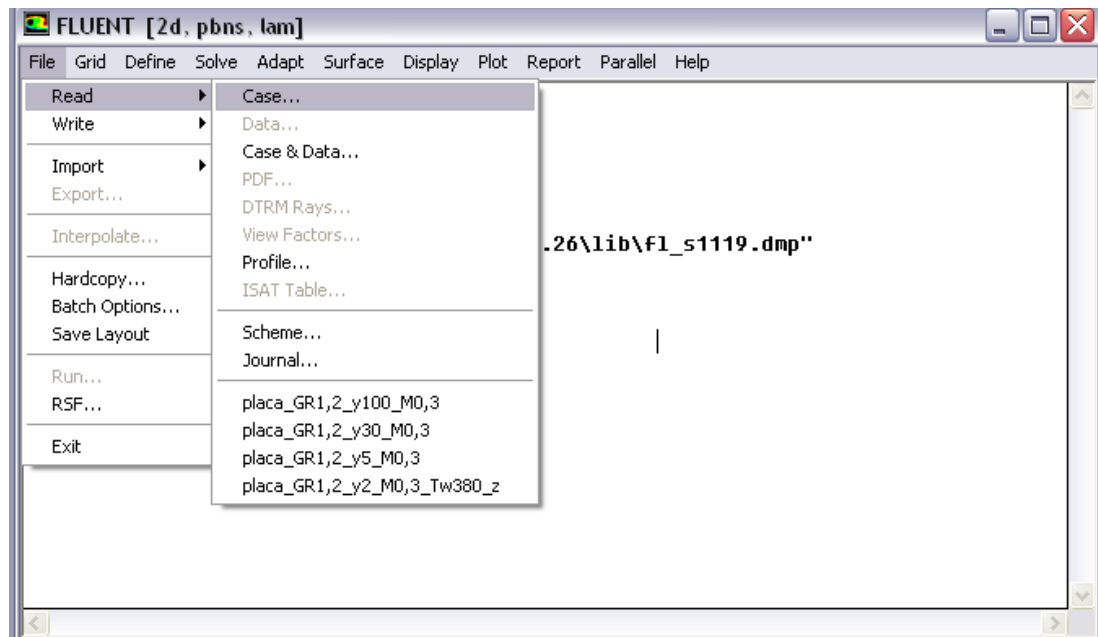
1. Iniciar el programa FLUENT.

En primer lugar se debe seleccionar la versión 2d, versión en la que se estudia la geometría de dos dimensiones y los cálculos se obtienen con una precisión simple. Una vez seleccionada dicha versión debe pulsarse el botón Run para iniciar el programa.



2. Importar la malla computacional.

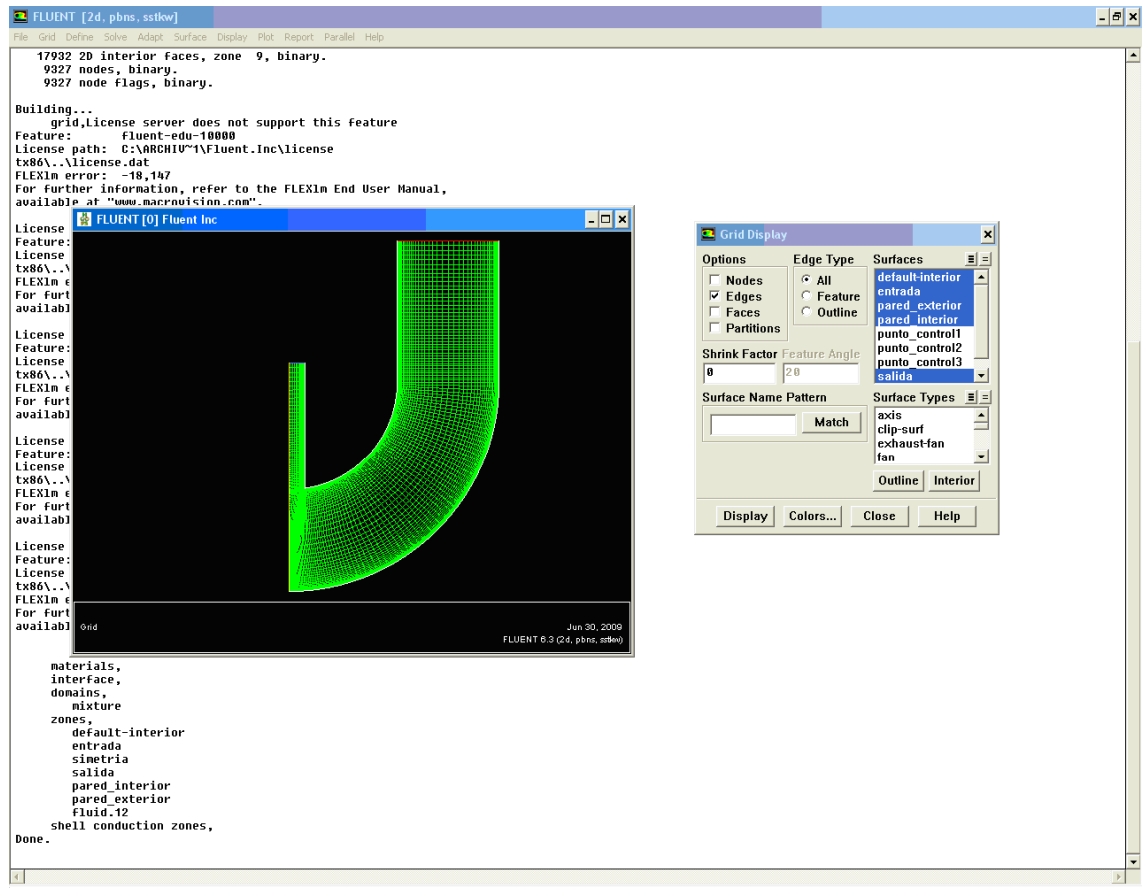
Se debe importar la malla realizada previamente en el programa Gambit, realizando la siguiente secuencia: File → Read → Case.



3. Dibujar y comprobar la malla.

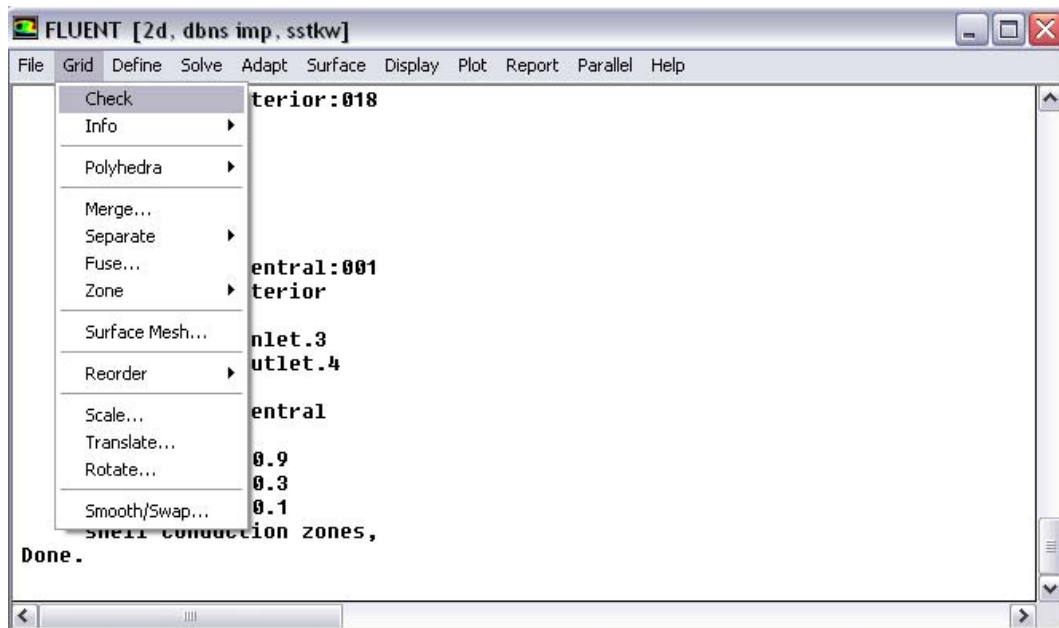
Para visualizar la malla en Fluent es necesario seguir los siguientes pasos: Display → Grid Display → Display.

Con la malla dibujada puede observarse cualquier tipo de error que pueda existir en la estructura de la misma, como pueda ser la falta de algún nodo y por lo tanto no se produzca la uniformidad de las celdas en todo el dominio de la malla.



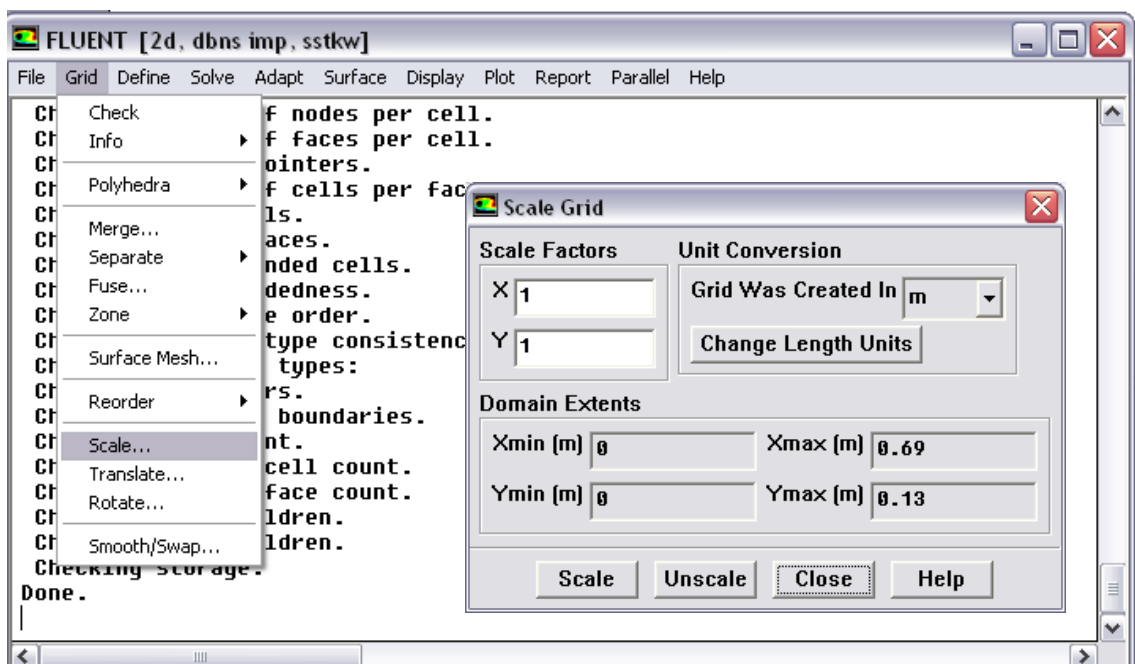
Generalmente esta comprobación visual es insuficiente, por lo que se deba chequear más profundamente las características de la malla, para esto debemos de realizar lo siguiente: Grid → Check.

Con este chequeo Fluent comprueba que la malla no tenga ninguna celda con área o volumen negativos, además de contar el número de nodos y el número de celdas que tiene la malla.



Después de comprobar que la malla cumple los requisitos mínimos para su utilización puesto que no tiene ningún error en su formación, se establecen sus dimensiones: Grid → Scale.

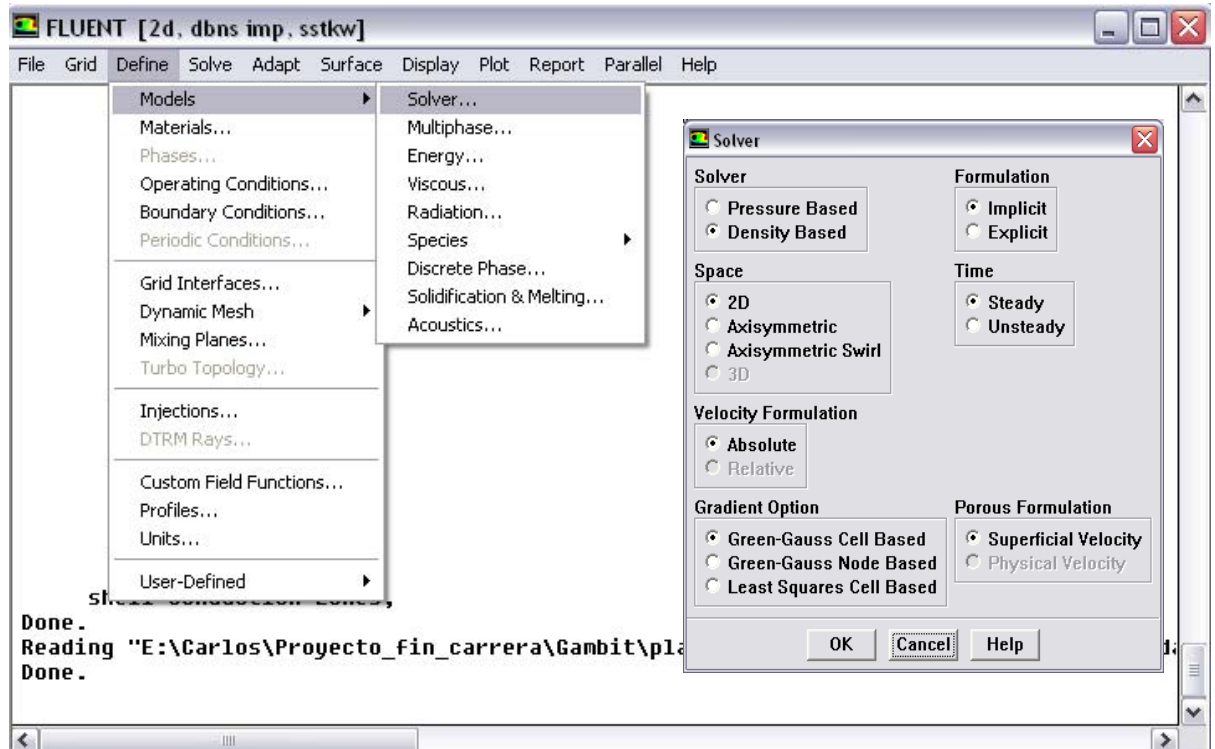
En la ventana Scale Grid se modifican los valores Scale Factors para modificar los valores x_{\max} e y_{\max} según la necesidad del problema. Siempre que se modifiquen estos valores es necesario pulsar el botón Scale para que el cambio tenga efecto. Para salir de este apartado es necesario pulsar el botón Close.





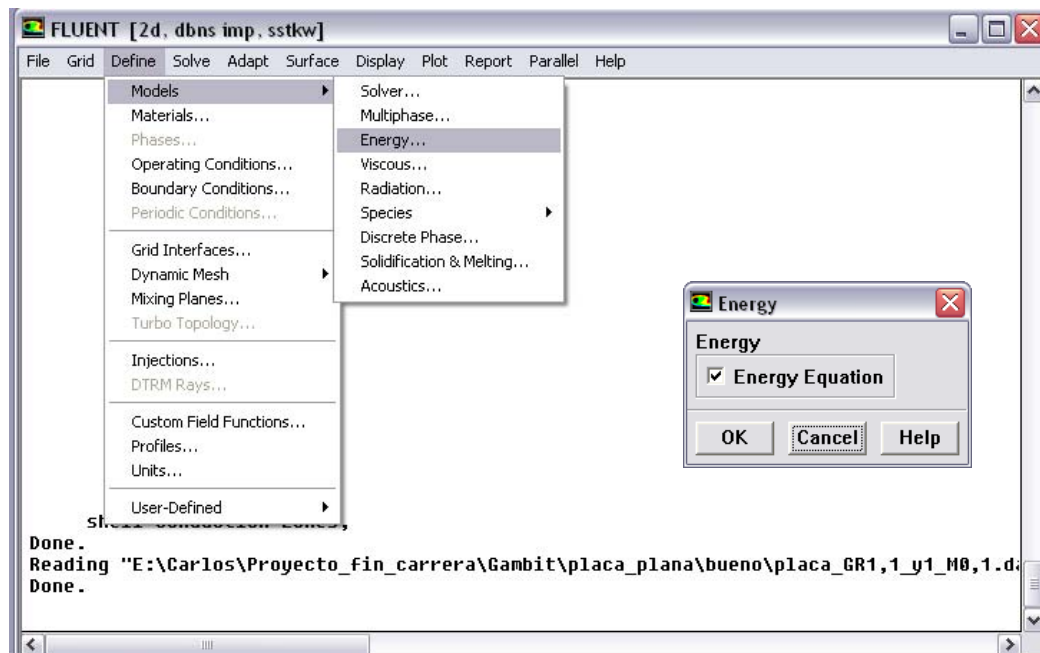
4. Seleccionar el método de resolución.

En este caso se selecciona Density Based, Implicit (resolución implícita de las ecuaciones), 2D, Steady (estacionario), Absolute (variables absolutas), Green-Gauss Cell Based y Superficial Velocity como características del estudio.

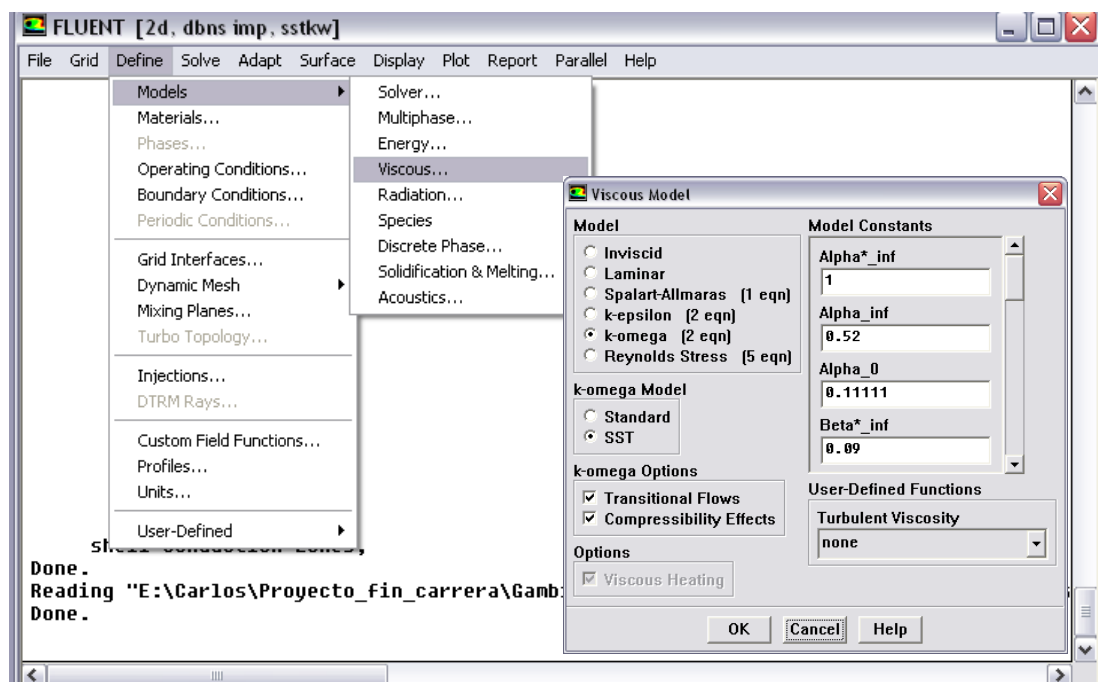


5. Seleccionar el modelo.

Para todos los casos de este estudio se seleccionará la opción de la ecuación de la energía.



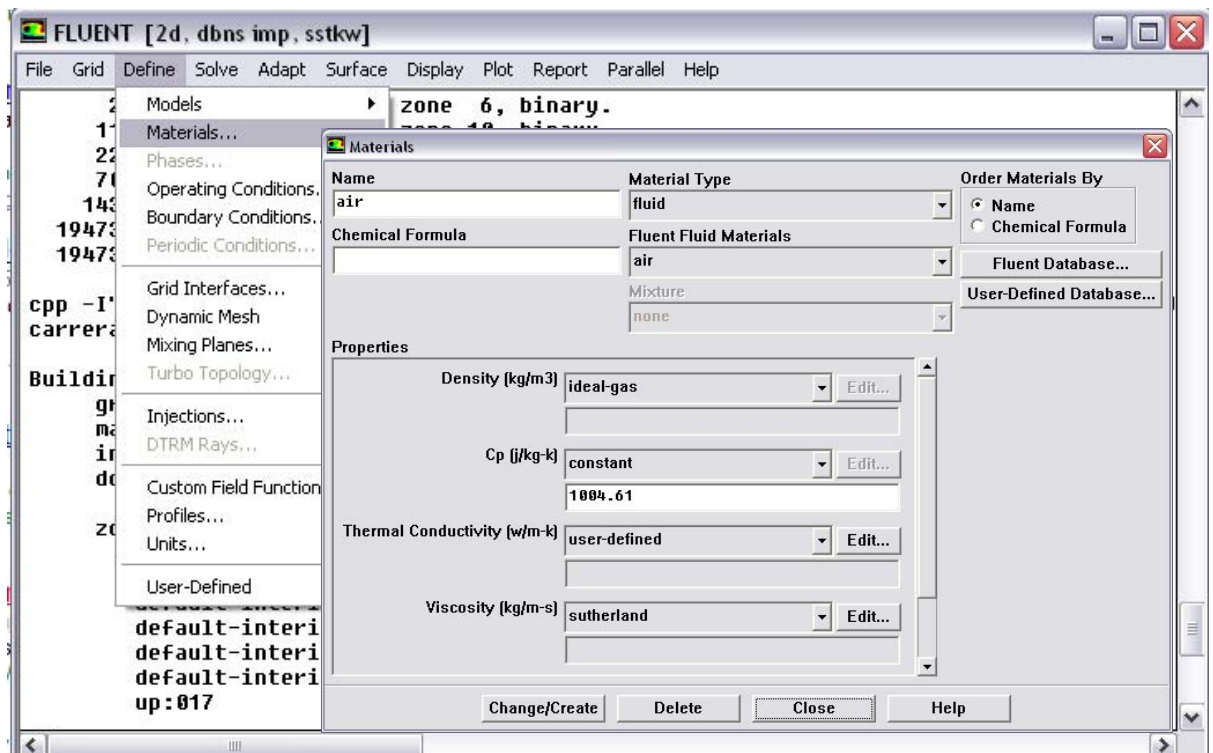
El modelo de resolución del problema estudiado, como se explica en el proyecto es el k-omega SST, seleccionamos también la opción del flujo transaccional y dejaremos el resto de forma constante tal y como nos lo ofrece el software.





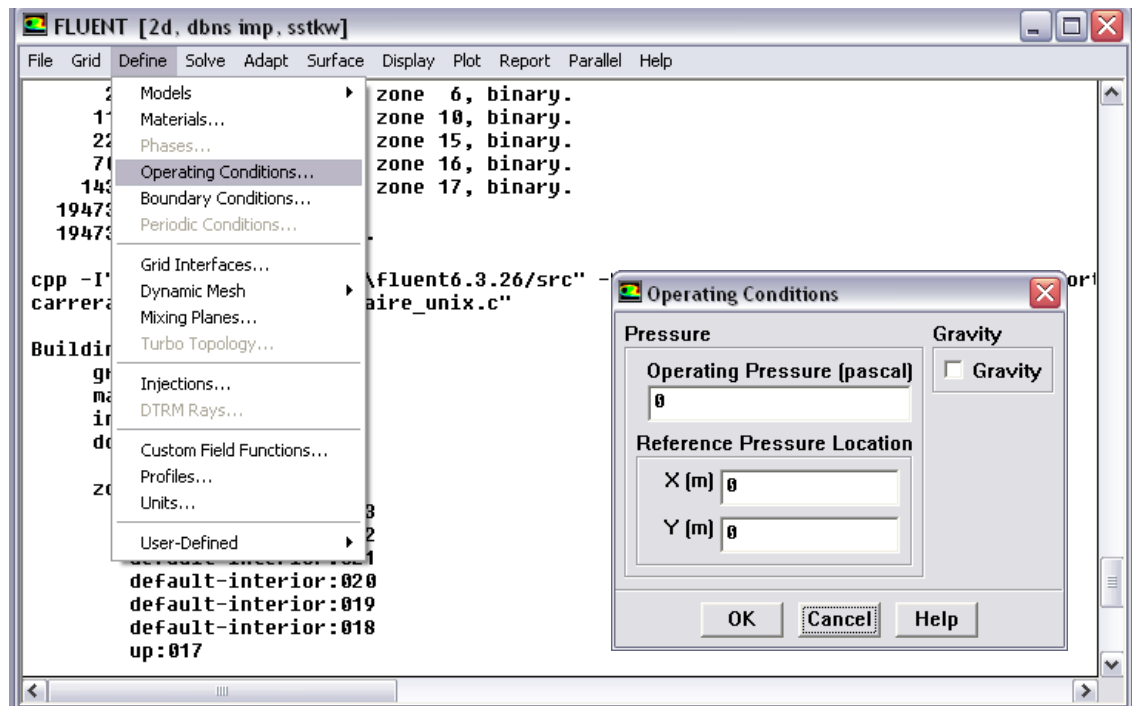
6. Definir los materiales.

En este apartado se definen las propiedades del fluido incidente. Tomamos como material el aire y definimos sus propiedades, como la densidad de gas-ideal, el Cp, la conductividad térmica o la viscosidad. Para que estos cambios queden registrados se debe pulsar el botón Change/Create antes de pulsar Close. No es necesario cambiar el nombre del fluido, puesto que no quedará grabado en la base de materiales predefinidos por Fluent para un futuro.



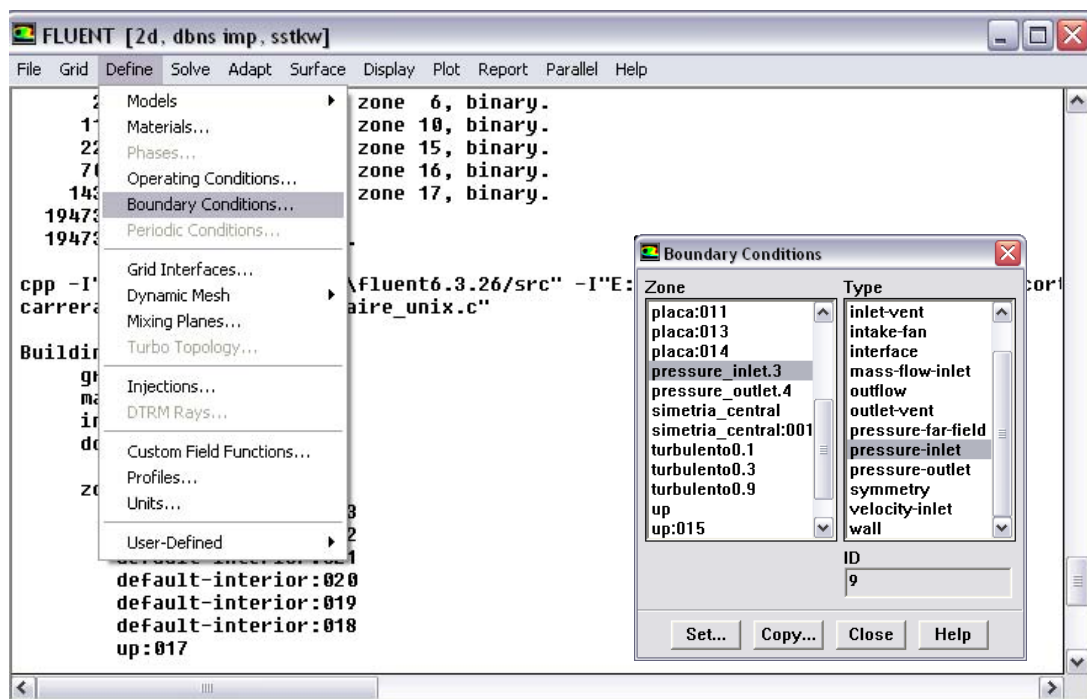
7. Definición de la presión de referencia.

Se asigna a un punto la presión de referencia a partir de la cual Fluent calculará las presiones relativas. En el estudio la implementación se realiza a presión constante.



8. Definir las condiciones de contorno del problema.

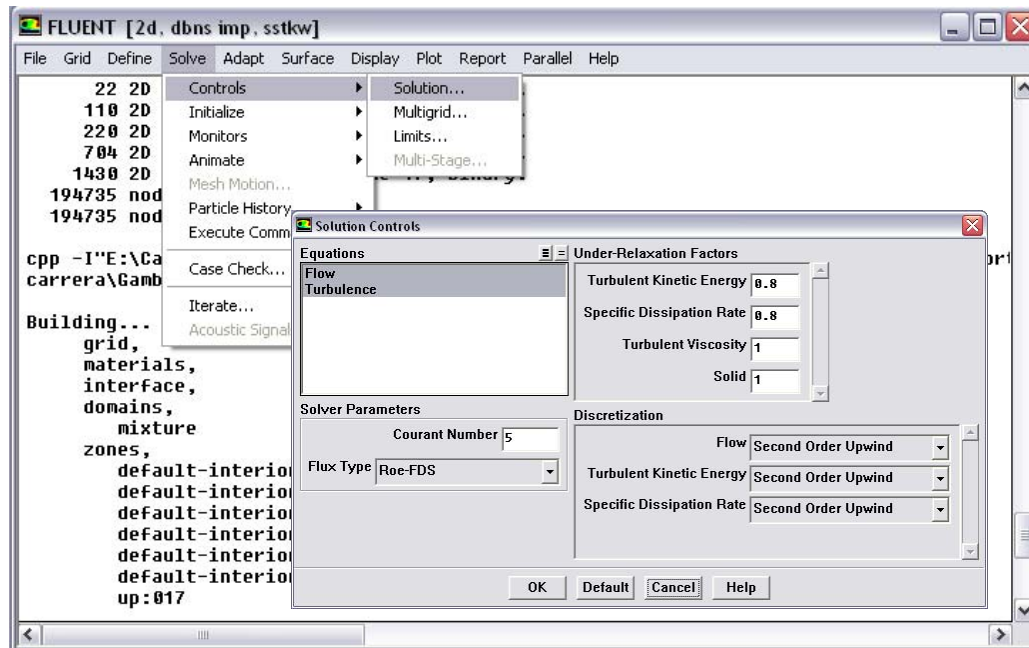
En este apartado se han de especificar las condiciones de contorno del problema para cada una de sus zonas. Así, tal y como se indica en el proyecto se seleccionará para cada caso la condición de contorno específica que requiera el estudio.



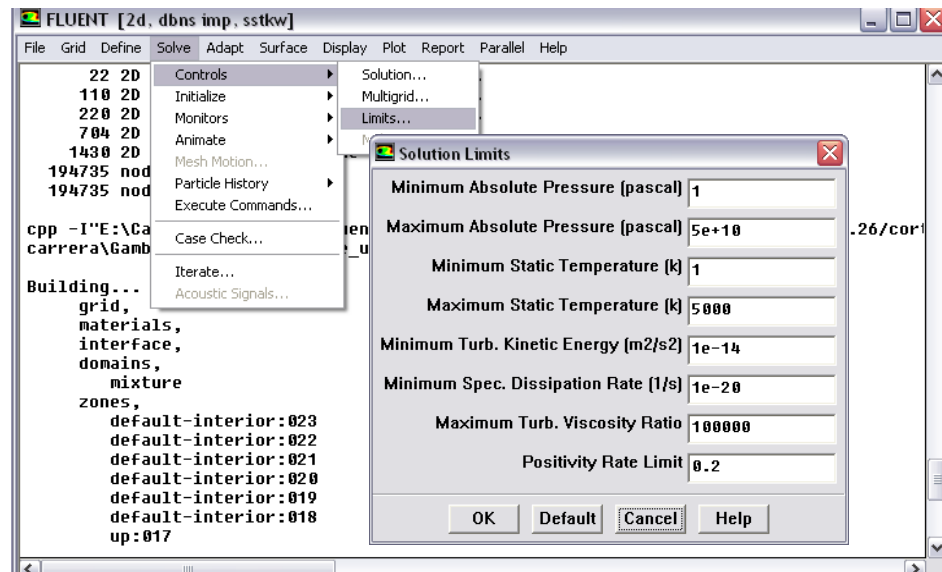


9. Parámetros del método de resolución.

En este apartado se mantienen los valores que por defecto presenta Fluent, indicándole una discretización de primer orden para las ecuaciones. Este valor será variado por el de discretización de segundo orden tras realizarse unas primeras iteraciones y una vez que tengamos las ecuaciones convergidas en primer orden.

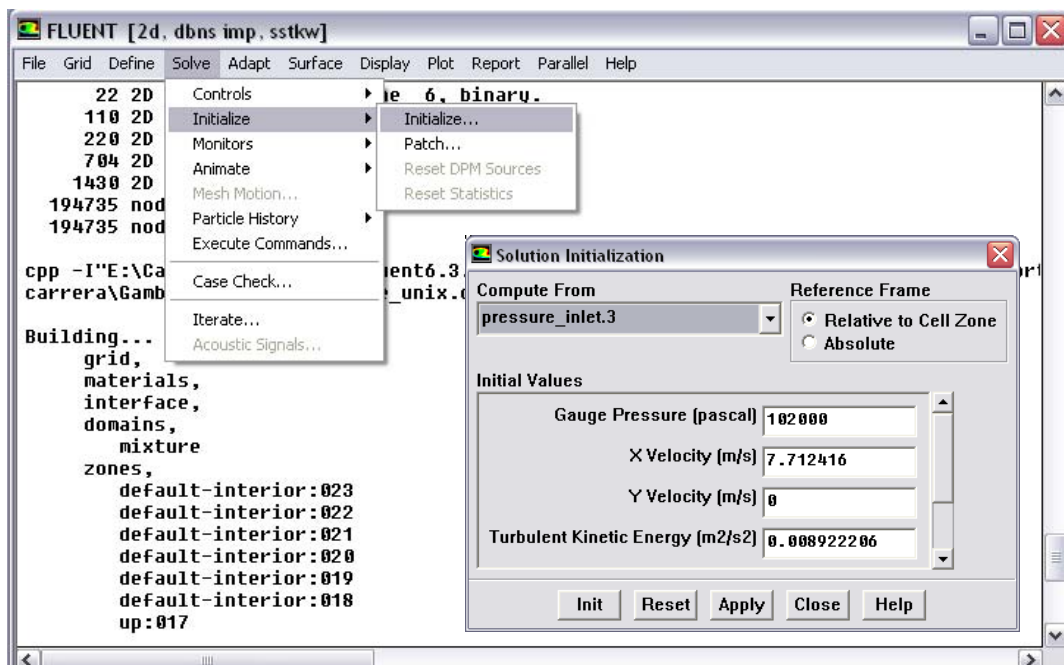


Dentro del mismo apartado deben establecerse los límites entre los que se encuentran los valores de presión, temperatura, turbulencia, etc, en los que se desarrolla el problema. En caso de que estos valores se encuentren en contradicción con los valores de las variables de Fluent no sería capaz de realizar los cálculos correctamente.



10. Inicializar el campo fluido para el cálculo iterativo.

En este apartado se indica el valor inicial de las variables a partir de los cuales debe comenzar a iterar Fluent. Deben ser iguales a los valores mínimos de cada variable, en nuestro caso iniciaremos los valores con los de la región de la entrada.

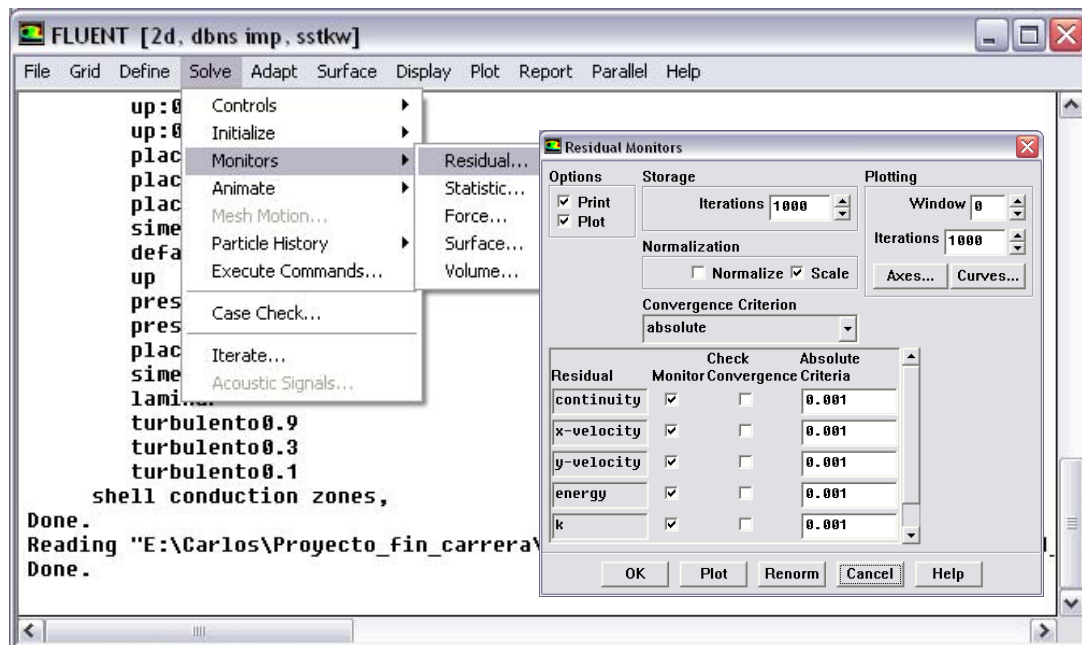




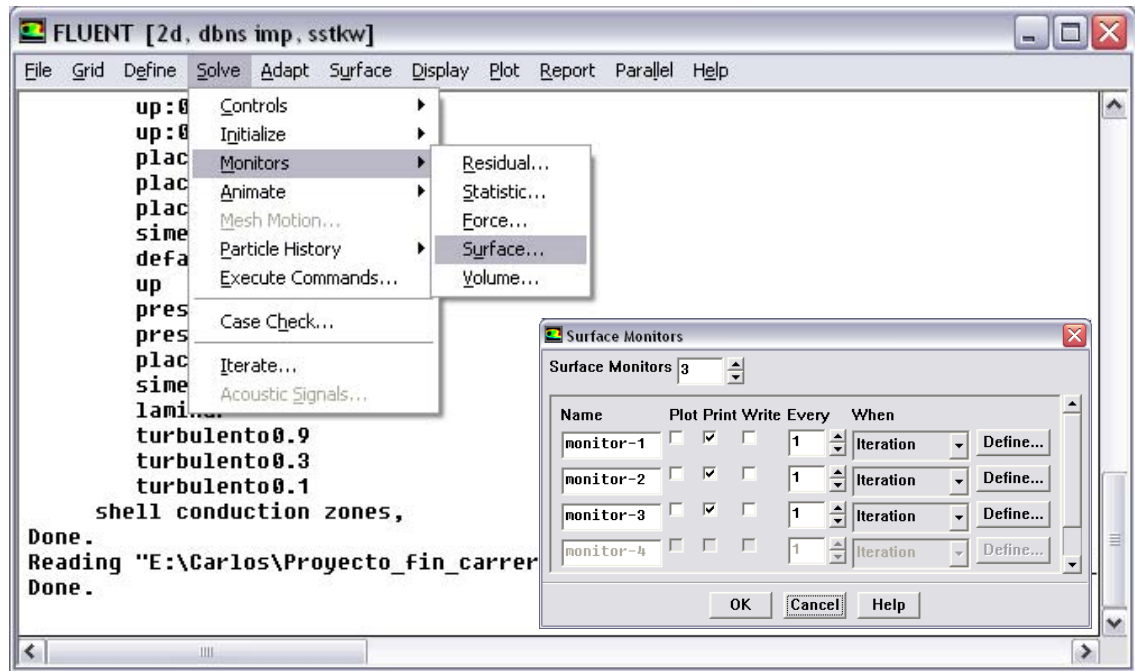
11. Representación del proceso de cálculo.

A la hora de que se nos muestren unos resultados, en nuestro caso se quiere que se nos muestren los residuos generados por la iteración de Fluent así como el HTC en diferentes puntos y la diferencia de flujo másico entre la región de entrada y salida. Con estos valores determinaremos cuando un caso ha convergido.

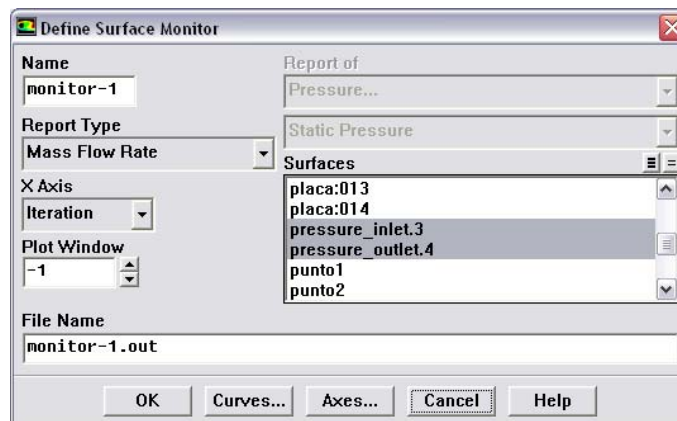
Para ellos debemos entrar en el menú Solve → Monitors → Residual donde se seleccionaran las pestañas de Print y Plot para de esta forma monitorizar los valores por pantalla y representar en gráficas los valores en función del número de iteraciones de los residuos. Además en esta pantalla se quitarán los límites de convergencia que Fluent nos da por lo que el proceso no se detendrá si no se llega al número de iteraciones indicado o si no se detiene manualmente.



En el caso de querer monitorizar la diferencia de flujo másico entre la entrada y la salida y los valores de HTC para diferentes puntos, deberemos inicialmente crear dichos punto, esta labor se especifica en el apartado siguiente. Una vez se tiene creados los puntos debemos de entrar en el menú Solve → Monitors → Surface elegir el número de variables de datos que queremos obtener y una vez elegidas indicar si queremos que nos las monitorice en pantalla, nos las represente en gráficas o nos las guarde en un archivo.



En nuestro caso solo le indicaremos que nos las monitorice. Una vez elegido esto, deberemos definir dichos monitores pulsando el botón Define en cada caso y especificando en la ventana que se nos abre el valor que queremos que genere.

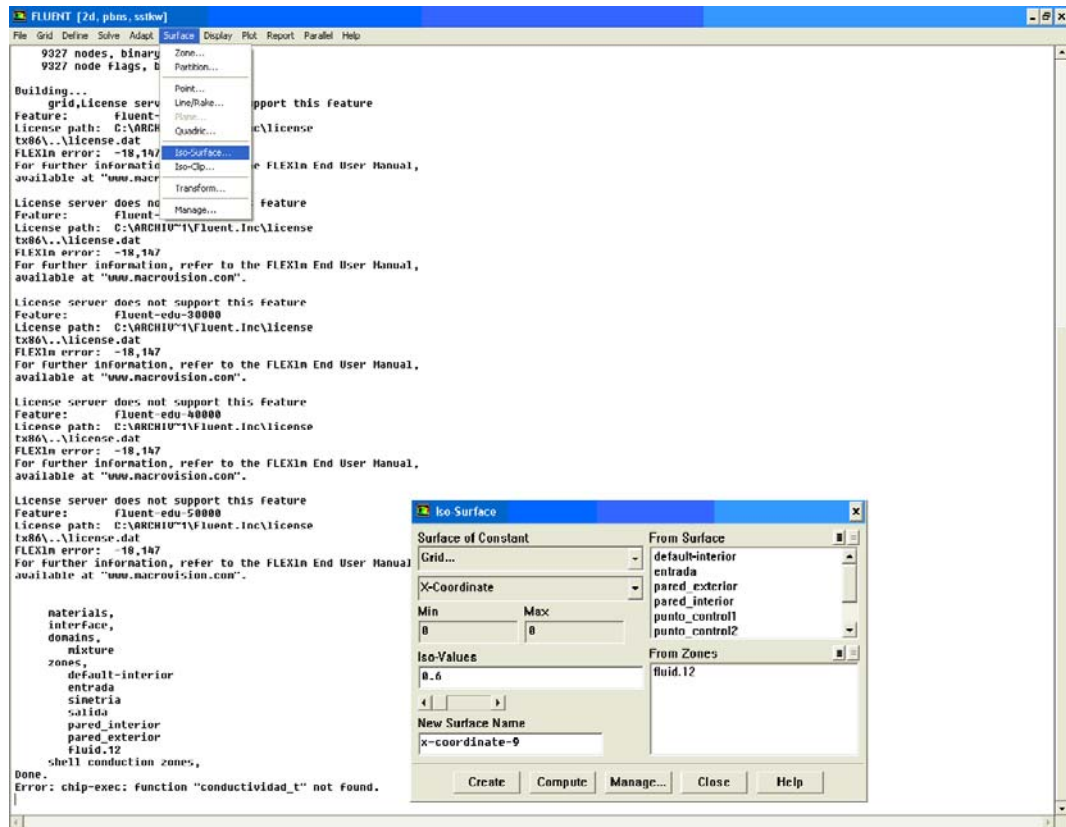


12. Creación de puntos auxiliares.

En la obtención de datos, se hace referencia a unos puntos auxiliares que representan distintas zonas del contorno. Estos puntos se crean en el menú Surface → Iso-Surface, seleccionando Grid y X-Coordinate en Surface of Constant y la pared exterior en la que queremos colocar los puntos indicando su coordenada x.

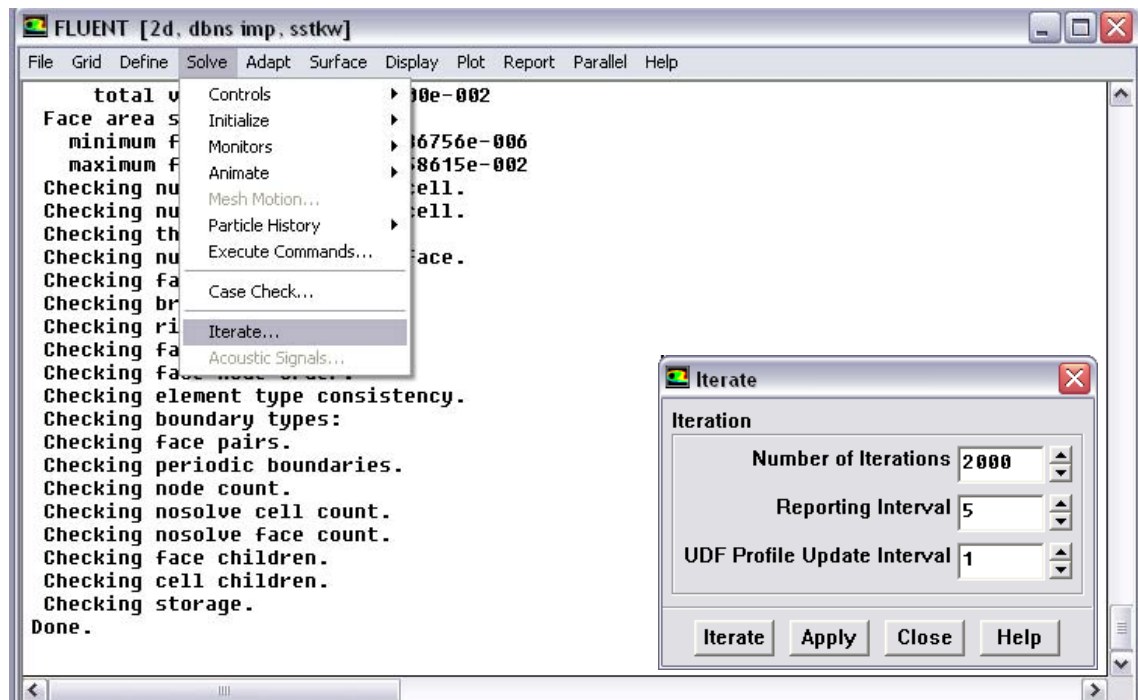


En estos puntos se calculará el HTC de forma que cuando los valores que se obtengan converjan podremos dar por finalizado el proceso de iteración (siempre y cuando el resto de residuos también hayan convergido).



13. Calcular la solución.

A partir de este momento es Fluent quien debe de obtener los resultados realizando los cálculos necesarios según lo que se la ha ido indicando en los apartados precedentes. Para ello es necesario entrar en el menú Solve → Iterate e indicar el número de iteraciones que se quieren realizar así como el intervalo e el que queremos que nos muestre los datos.

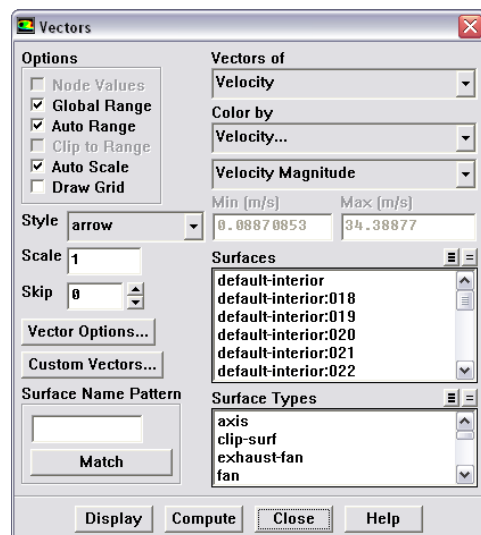
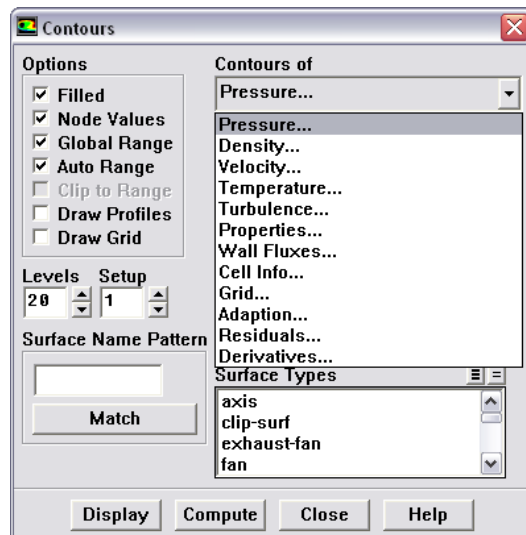
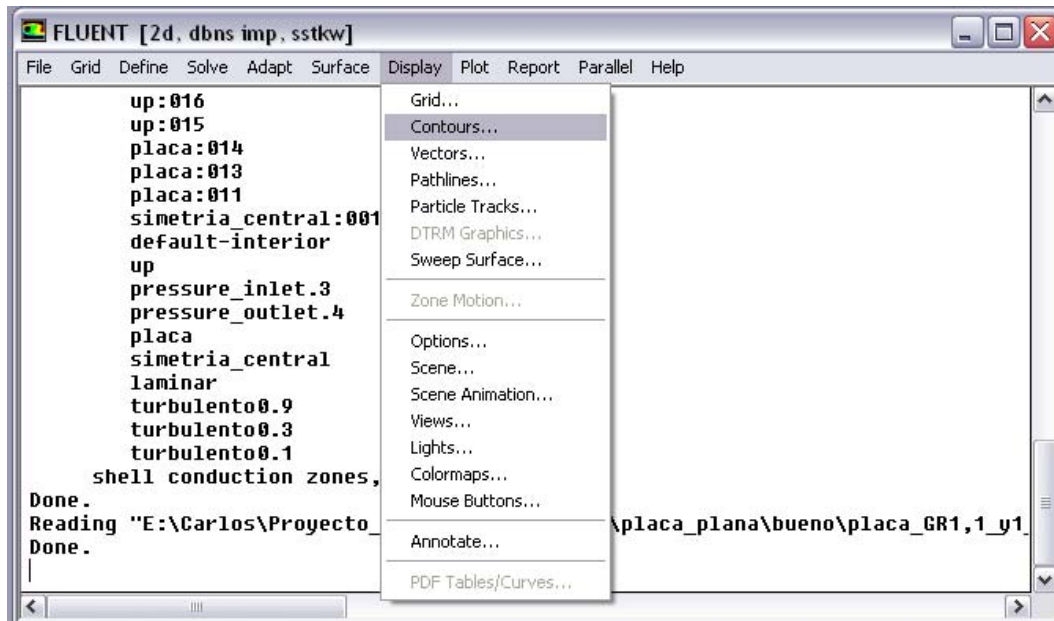


Como se ha ido anunciando el número de iteraciones ideal es aquel con el que todos los residuos son convergentes así como los HTC en los puntos indicados, eso garantiza unos resultados fiables, acordes con los parámetros introducidos para la resolución del problema.

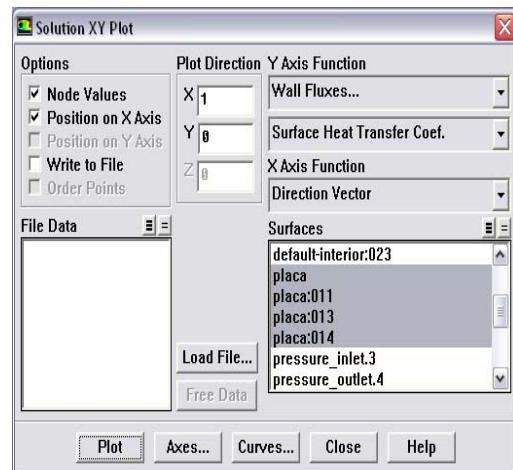
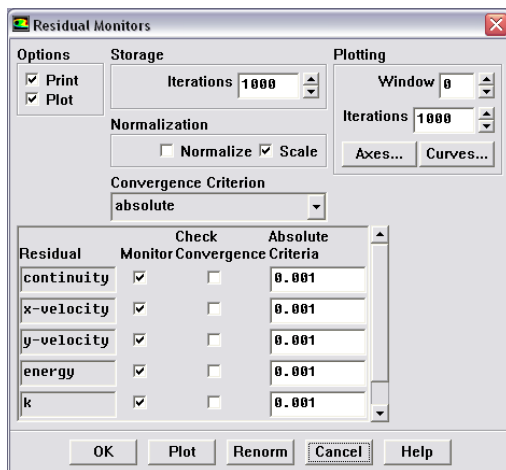
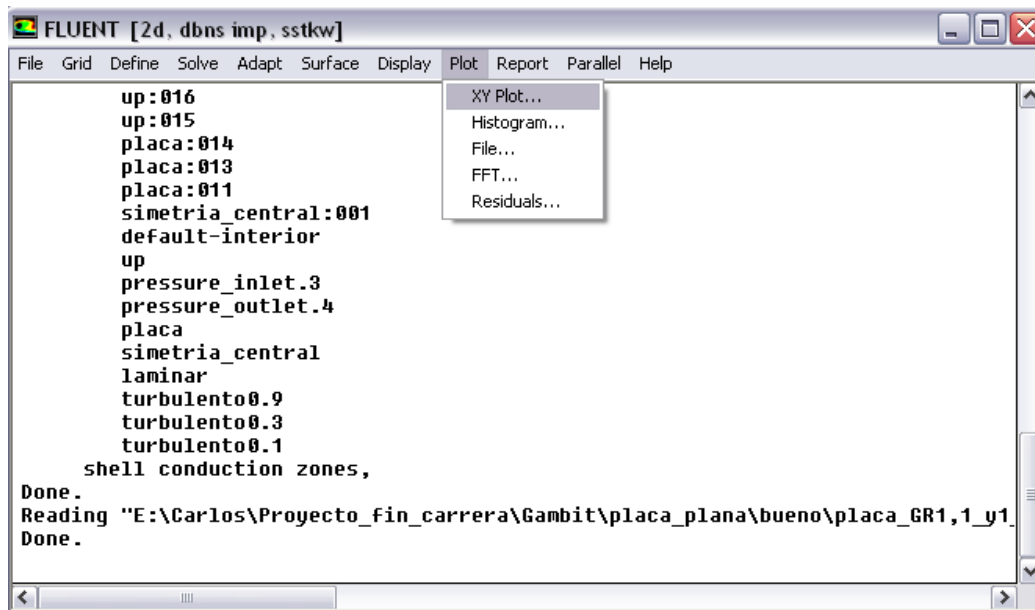
14. Obtención de los resultados.

Los resultados que obtiene Fluent en los diferentes cálculos pueden ser observados gracias a dos menús que se nos ofrecen. Estos son el menú Display y el menú Plot.

En nuestro caso dentro del menú Display nos centramos tanto en la opción de Contours, que nos ofrece contornos de distintas variables como presiones, temperaturas, velocidades, y en la opción de Vectors, que se nos ofrece la velocidad del flujo en cada nodo del campo de estudio.



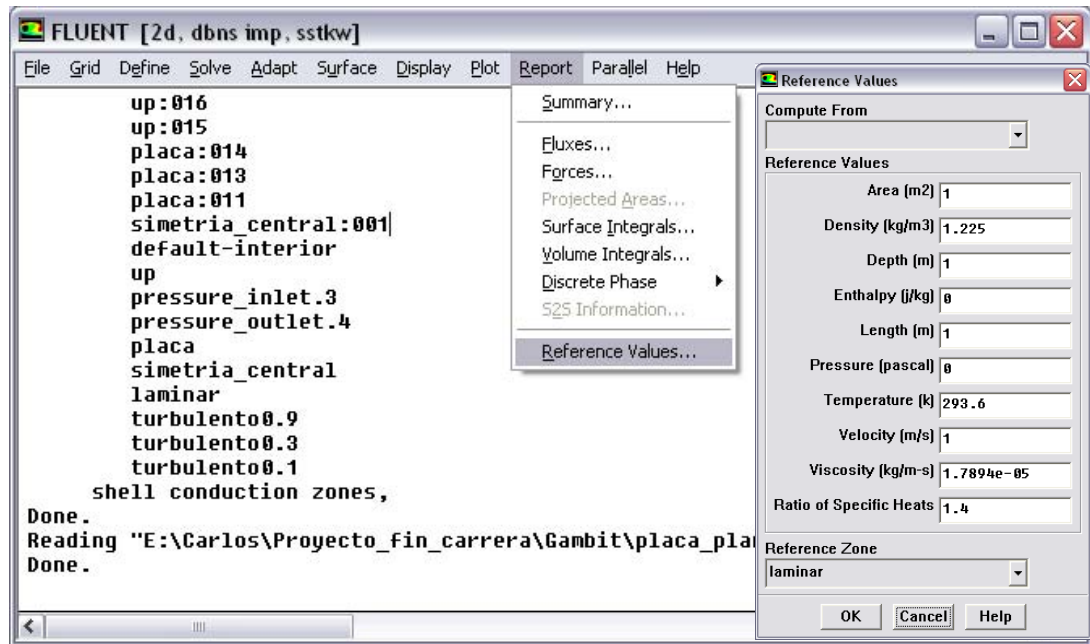
Por otra parte dentro del menú Plot, nos detendremos en lo opción de XY Plot y en la opción de Residuals. Esta última opción nos da la opción de mostrar los residuos tal y como hemos explicado, mientras que la opción XY Plot nos permite comprobar diferentes variables como presión, temperatura, velocidad, turbulencia, flujos en paredes, etc, en torno a unos ejes.



15. Extraer los resultados obtenidos.

La obtención de gráficas en el apartado anterior únicamente sirve para realizar una comprobación visual, con la que únicamente podrían descubrirse errores graves en la obtención de resultados. Es necesario por tanto realizar un examen más detallado de los valores experimentales obtenidos.

Antes de proceder a la extracción de datos se debe comprobar los valores de la tabla del menú Report → Reference Values y hacerlos corresponder con los valores tenidos en cuenta en la resolución del problema, puesto que estos valores son los que utiliza Fluent para realizar los cálculos.



Realizada la comprobación anterior, se procede a la obtención de resultados para poder manejar los valores en Excel, puesto que será en este programa en el que se manipularán los datos para la obtención de las gráficas comparativas entre diferentes datos experimentales y datos teóricos. Para ello al igual que en el apartado anterior entraremos en el menú Plot → XY Plot donde ahora deberemos indicar las opciones de Write to File y de Order Points, de esta forma se nos guardará en un archivo aparte todos los datos requeridos.

